

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:

INGENIEROS MECÁNICOS

TEMA:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA  
CON CAPACIDAD DE 12 L/H, POR RADIACIÓN SOLAR, ASISTIDO  
MEDIANTE TUBOS DE CALOR EN EL SECTOR DE POMASQUI DE LA  
PROVINCIA DE PICHINCHA.

AUTORES:

ÁNGEL ALEXANDER ALBÁN ALVAREZ

CHRISTIAN LEONARDO SALAZAR CAJAS

TUTOR:

LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS

Quito, marzo del 2019

## CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Ángel Alexander Albán Alvarez y Christian Leonardo Salazar Cajas, con documentos de identificación N° 1718123373 y N° 1720606522, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud que somos autores del trabajo de titulación intitulado “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA CON CAPACIDAD DE 12 L/H, POR RADIACIÓN SOLAR, ASISTIDO MEDIANTE TUBOS DE CALOR EN EL SECTOR DE POMASQUI DE LA PROVINCIA DE PICHINCHA”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Ángel Alexander Albán Alvarez  
C.I. 1718123373



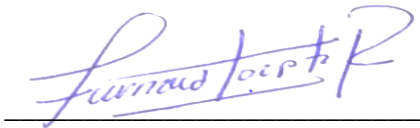
Christian Leonardo Salazar Cajas  
C.I. 1720606522

Quito, marzo del 2019

## **DECLARACIÓN DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR**

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA CON CAPACIDAD DE 12 L/H, POR RADIACIÓN SOLAR, ASISTIDO MEDIANTE TUBOS DE CALOR EN EL SECTOR DE POMASQUI DE LA PROVINCIA DE PICHINCHA”, realizado por Ángel Alexander Albán Alvarez y Christian Leonardo Salazar Cajas, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, marzo del 2019.



Luis Fernando Toapanta Ramos  
C.I. 1721113759

### **Dedicatoria**

El amor recibido, la dedicación y la paciencia con la que cada día se preocupaban mis padres por mi vida profesional es simplemente único, sin dejar atrás a toda mi familia por confiar en mí, a mi abuelita, tías y primos dedico este proyecto, a cada uno de ellos, quienes han sido mis pilares para seguir adelante. En especial a mi hijo que es coautor de este proceso de mi vida.

Ángel Alban

La elaboración de este trabajo de titulación de manera especial se lo dedico a mis padres Enrique Salazar y Susana Cajas quienes, con su infinita paciencia y amor incondicional, supieron motivarme y darme fuerzas para culminar mis estudios.

A mis hermanos Byron, José Luis y David por su apoyo y sabios consejos, a mis sobrinos por ser mi motivación para salir adelante.... Mil gracias de todo corazón.

Christian Salazar

### **Agradecimiento**

A la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, que a través de todos sus docentes en el transcurso de cada semestre supieron proporcionarnos los conocimientos necesarios para nuestra formación profesional.

El especial agradecimiento a nuestro tutor Ing. Fernando Toapanta, quien con sus consejos, colaboración y asesoramiento nos brindó el apoyo y directrices para la elaboración del presente trabajo de titulación.

Ángel y Christian.

## ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1 .....	1
ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS GENERALES DE LOS SISTEMAS DE CALENTAMIENTO DE AGUA.....	1
1.1. Estado del arte .....	1
1.1.1. Tubos de calor .....	2
1.2. Aspectos generales de la investigación .....	3
1.2.1. Formas de transferencia de calor.....	3
1.3. Energía solar térmica .....	4
1.4. Sistemas de calentamiento de agua por energía solar .....	6
1.4.1. Sistemas Drainback.....	7
1.4.2. Sistemas de almacenamiento integral de colectores .....	8
1.4.3. Sistemas de termosifón .....	8
1.5. Tubos de calor .....	9
1.5.1. Fundamentos de operación.....	11
1.5.2. Aplicaciones.....	12
1.6. Paneles solares.....	13
1.7. Intercambiadores de calor solares .....	15
1.8. Conclusiones del capítulo.....	16
CAPÍTULO 2 .....	17
ESTUDIOS PRELIMINARES PARA EL DISEÑO DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA .....	17
2. Radiación solar global .....	17
2.1. Placa colectora.....	18
2.1.1. Eficiencia del colector.....	22
2.2. Diseño de los tubos de calor.....	23
2.2.1. Fluidos de trabajo.....	23

2.2.2.	Volumen del fluido de trabajo .....	24
2.2.3.	Límites de operación .....	24
2.2.4.	Caídas de presión .....	28
2.2.5.	Resistencias térmicas en los tubos de calor .....	30
2.2.6.	Flujo de calor máximo .....	33
2.3.	Intercambiador de calor .....	34
2.3.1.	Coefficiente total de transferencia de calor .....	35
2.3.2.	Análisis del intercambiador de calor.....	36
2.3.3.	Eficiencia del intercambiador de calor.....	37
2.4.	Conclusiones del capítulo.....	37
CAPÍTULO 3 .....		38
ANÁLISIS DEL DISEÑO PARA EL CALENTADOR DE AGUA ASISTIDO POR TUBOS DE CALOR .....		38
3.	Diseño del prototipo y elementos que lo conforman .....	39
3.1.	Colector de radiación solar.....	39
3.1.1.	Capacidad del colector .....	39
3.1.2.	Determinación del valor de radiación solar .....	39
3.2.	Componentes del colector de radiación.....	40
3.2.1.	Cubierta protectora.....	40
3.2.2.	Placa colectora .....	41
3.3.	Diseño de tuberías de calor.....	47
3.3.1.	Determinación del fluido de trabajo.....	50
3.3.2.	Selección de material del contenedor y mecha capilar .....	51
3.3.3.	Volumen del fluido de trabajo .....	54
3.3.4.	Cálculo de las limitaciones operativas .....	55
3.3.5.	Análisis de caídas de presión .....	59

3.3.6.	Flujo másico .....	60
3.3.7.	Cantidad de calor y masa máxima a transportar .....	61
3.3.8.	Número de tubos .....	61
3.3.9.	Cálculo de la resistencia térmica efectiva en tuberías de calor .....	62
3.3.10.	Resistencia térmica efectiva .....	63
3.3.11.	Variación de temperatura en el tubo de calor.....	63
3.4.	Análisis del calentamiento de agua en el intercambiador de calor.....	64
3.4.1.	Coeficiente de convección natural del agua.....	65
3.5.	Conclusiones del capítulo.....	67
CAPÍTULO 4 .....		68
SIMULACIÓN Y RESULTADOS DEL PROCESO DE INTERCAMBIO DE CALOR MEDIANTE UN TUBO DE CALOR .....		68
4.1.	Modelos de la dinámica de fluidos computacional (CFD).....	68
4.2.	Modelos multifásicos .....	68
4.2.1	Modelos de evaporación y condensación .....	69
4.3.	Modelo de radiación .....	69
4.3.1.	Modelo de radiación de Rosseland .....	70
4.4.	Simulación en fluent.....	70
4.5.	Análisis numérico del tubo de calor .....	72
4.6.	Comparación del proceso .....	79
4.7.	Conclusiones del capítulo.....	80
CONCLUSIONES .....		81
RECOMENDACIONES .....		82
BIBLIOGRAFÍA .....		83
ANEXOS .....		86



## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Interacción de la radiación solar con la superficie terrestre .	5
<b>Figura 2.</b> Termosifón cerrado de dos fases .	8
<b>Figura 3.</b> Corte seccional de un tubo de calor .	9
<b>Figura 4.</b> Tubo de calor esquematizado con su operación y partes .	10
<b>Figura 5.</b> Diferentes tipos de estructuras de mechas .	11
<b>Figura 6.</b> Mapa de radiación solar global del Ecuador .	18
<b>Figura 7.</b> Placa colectora adaptada en el tubo de calor .	19
<b>Figura 8.</b> Diagrama de resistencias térmicas en la placa colectora .	20
<b>Figura 9.</b> Esquema de las secciones presentes en los tubos de calor .	27
<b>Figura 10.</b> Ángulo de disposición del tubo de calor respecto al eje horizontal .	30
<b>Figura 11.</b> Diagrama de resistencias térmicas a través del tubo de calor .	31
<b>Figura 12.</b> Tubos de calor en interacción con el intercambiador de calor .	34
<b>Figura 13.</b> Resistencias térmicas asociadas a un intercambiador de calor de tubo doble .	35
<b>Figura 14.</b> Prototipo esquemático del calentador de agua con tuberías de calor .	38
<b>Figura 15.</b> Adaptación de malla en el tubo de calor .	52
<b>Figura 16.</b> Esquema de malla metálica .	52
<b>Figura 17.</b> Sección longitudinal y transversal de un tubo de calor típico .	54
<b>Figura 18.</b> Esquema para dimensionamiento del tubo con mecha capilar .	54
<b>Figura 19.</b> Interacción del agua y los tubos de calor .	64
<b>Figura 20.</b> Partes y zonas del tubo de calor.	71
<b>Figura 21.</b> Convergencia del mallado del tubo de calor.	71
<b>Figura 22.</b> Condiciones de frontera aplicados al tubo de calor.	72
<b>Figura 23.</b> Contornos de fracción volumétrica en la fase de líquido.	74
<b>Figura 24.</b> Contornos de fracción volumétrica en la fase de líquido, a) $V=0.01$ m/s, b) $V=0.005$ m/s.	74

<b>Figura 25.</b> Variación de la fracción volumétrica al cambiar la velocidad. ....	75
<b>Figura 26.</b> Variación de la fracción volumétrica al modificar la temperatura del condensador.....	75
<b>Figura 27.</b> Variación de la fracción volumétrica al reducir la temperatura del condensador.....	76
<b>Figura 28.</b> Variación de la fracción volumétrica al reducir la temperatura del condensador.....	76
<b>Figura 29.</b> Variación en la fracción volumétrica por flujo de calor en el evaporador. ....	77
<b>Figura 30.</b> Variación de la fracción volumétrica por flujos de calor. ....	78
<b>Figura 31.</b> Intercambio de calor a través de los tubos de calor: a) 0 min 50 s, b) 2 min 30 s, c) 5 min, d) 7 min 30 s, e) 10 min. ....	78
<b>Figura 32.</b> Comparación de fluidos de trabajo. ....	79
<b>Figura 33.</b> Comparación de fluidos de trabajos mediante curvas. ....	80

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Comparación de la capacidad de potencia global entre los diferentes sectores de energía renovable .....	6
<b>Tabla 2.</b> Desarrollo de los tubos de calor en el tiempo . ....	13
<b>Tabla 3.</b> Comparación de rangos para resistencias de tubos de calor . ....	33
<b>Tabla 4.</b> Rangos de radiación global media en Quito . ....	39
<b>Tabla 5.</b> Parámetros característicos para colectores solares con tubos de calor . ....	40
<b>Tabla 6.</b> Valores iniciales para el cálculo de las pérdidas del colector . ....	41
<b>Tabla 7.</b> Propiedades termodinámicas del aire a temperatura de película 27.5°C. ...	42
<b>Tabla 8.</b> Resultados obtenidos en el cálculo del colector solar .....	47
<b>Tabla 9.</b> Síntesis funcional de componentes en tubos de calor. ....	48
<b>Tabla 10.</b> Número de Merit de determinados fluidos evaluados a 20 °C. ....	50
<b>Tabla 11.</b> Factor de humectación de determinados fluidos evaluados a 20 °C .....	51
<b>Tabla 12.</b> Especificaciones de mallas metálicas .....	53
<b>Tabla 13.</b> Parámetros iniciales para el dimensionamiento de la tubería de calor [33]. .....	53
<b>Tabla 14.</b> Datos de entrada de la geometría de la mecha . ....	54
<b>Tabla 15.</b> Resultados encontrados para el tubo de calor. ....	64
<b>Tabla 16.</b> Parámetros iniciales para el cálculo de coeficiente de convección en el intercambiador .....	65
<b>Tabla 17.</b> Variantes de las condiciones de borde en el tubo de calor.....	73

## GLOSARIO

**Absortividad:** Cuando la radiación choca contra una superficie, parte de ella es absorbida, parte de ella es reflejada y la parte restante, si la hay, es transmitida. Esta fracción absorbida por la superficie se denomina absortividad.

**Calor latente:** Se define como la diferencia entre la entalpía (por unidad de masa) de una fase en condiciones de saturación, y la entalpía (por unidad de masa) de la otra fase en condiciones de saturación, a la misma presión y temperatura.

**Gradiente de temperatura:** Variación de temperatura, que aumenta con la profundidad en la corteza terrestre.

**Conductividad térmica:** La Conductividad Térmica ( $\lambda$  con unidades  $W/(m \cdot K)$ ) describe el transporte de energía, en forma de calor, a través de un cuerpo con masa como resultado de un gradiente de temperatura. De acuerdo con la segunda ley de la termodinámica, el calor siempre fluye en la dirección de la temperatura más baja.

**Tubos de calor:** Son dispositivos que se caracterizan por tener una gran conductancia térmica, lo que los hace muy efectivos para el transporte de calor a grandes distancias con una muy pequeña caída de temperatura.

**Vapor de agua:** Agua en estado gaseoso, que se emplea para generar energía y en muchos procesos industriales, es el único vapor puro para el que se ha obtenido condensación bien definida en forma de gota.

**Permeabilidad:** La permeabilidad es una medida de la capacidad de un gas para penetrar en un sólido.

## RESUMEN

La investigación realizada para este trabajo de titulación abarca la conducta que adoptan los tubos de calor, como dispositivo recuperador de energía proveniente de la radiación solar, los mismos que asisten a un intercambiador que tiene la finalidad de suministrar agua caliente con una capacidad de 12 L/H.

Partiendo del diseño teórico se estudian los fenómenos presentes en los componentes del sistema siendo los más destacables los límites de operación, las caídas de presión y la transferencia de calor, una vez que se conoce estos parámetros se plantea una propuesta conocida y disponible en el mercado, con la finalidad de determinar su eficiencia y rendimiento en el proceso de calentar agua. Estos datos son comparados con simulaciones numéricas realizadas en el software ANSYS.

Estos datos proporcionan una base ya que la finalidad es lograr la optimización de estos dispositivos, así partiendo de estos datos obtenidos inicialmente se procede a realizar modificaciones en el sistema de calentamiento de agua, estas modificaciones se pueden referir a la geometría de los tubos de calor o a su vez a la disposición que estos tienen con el intercambiador de calor, esperando alcanzar este objetivo en la presente investigación se hacen un determinado número de iteraciones, de esta manera, se puede llegar a cotejar cuál de las opciones antes mencionadas para la simulación es la que proporciona mayor rendimiento y efectividad de operación.

**Palabras clave:** Tubos de calor, radiación solar, rendimiento, límites de operación, caídas de presión, transferencia de calor, optimización.

## ABSTRACT

The research made for this titration work includes the behavior adopted by the heat pipes, as a energy recovery device coming from solar radiation, the same ones that attend a exchanger that has the purpose of supplying hot water with a capacity of 12 L / H.

Based on the theoretical design, the phenomena present in the components of the system are studied, the most notable being the limits of operation, pressure drops and heat transfer. Once these parameters are known, a proposal known and available on the market is proposed, in order to determine its efficiency and performance in the process of heating water. These data are compared with numerical simulations performed in the ANSYS software.

These data provide a basis since the purpose is to achieve the optimization of these devices, so starting from these data obtained initially proceed to make changes in the water heating system, these modifications can refer to the geometry of the heat pipes or in turn to the disposition that they have with the heat exchanger, hoping to reach this objective in the present investigation a certain number of iterations are made, in this way, it is possible to check which of the aforementioned options for the simulation is the one that provides the best performance and operational effectiveness.

**Keywords:** Heat pipes, solar radiation, performance, operating limits, pressure drops, heat transfer, optimization.

## **OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y simular un sistema de calentamiento de agua con capacidad de 12 L/H, por radiación solar, asistido mediante tubos de calor en el sector de Pomasqui de la provincia de Pichincha.

## **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

Conocer los sistemas de calentamiento de agua que funcionan con energía solar.

Mejorar la eficiencia térmica del calentador de agua, mediante el diseño y simulación de un sistema de tubos de calor aplicado en el sector de Pomasqui de la provincia de Pichincha.

Simular el proceso de calentamiento de agua mediante el software ANSYS.

Comparar los resultados analíticos y numéricos para el sistema de calentamiento de agua con tubos de calor para una capacidad de 12 L/H.

## **JUSTIFICACIÓN**

En la actualidad el incremento de la urbanización ha provocado un incremento en la demanda de confort en zonas residenciales, lo cual ha derivado en el aumento de consumo de energía. Este consumo de energía se debe en su mayoría a la utilización de sistemas de iluminación, refrigeración, calefacción y calentamiento de agua.

El agua caliente en el sector residencial es una necesidad ya que es requerida para tomar baños, en la cocina, entre otros fines domésticos, generalmente para calentar agua se utilizan tecnologías que basan su funcionamiento en electricidad y la quema de combustibles fósiles, los mismos que incurren en la contaminación del medio ambiente.

Desde este aspecto el presente proyecto fundamenta su investigación en la parte ambiental ya que el desarrollo de sistemas que utilizan energías limpias o renovables es de vital importancia considerando que la optimización de estos dispositivos reduce la contaminación ambiental.

Nuestro país presenta escasos estudios relacionados con el desarrollo de implementación de sistemas de recuperación de calor como lo son los tubos de calor, por ende, el presente proyecto tiene una elevada importancia ya que con esta investigación se busca optimizar el funcionamiento de sistemas de calentamiento de agua que emplean radiación solar para su funcionamiento.

Para la optimización de estos sistemas se recurre a la simulación numérica ya que este método permite incurrir en nuevas propuestas de diseño sin la necesidad de construir estos dispositivos para realizar pruebas para probar su funcionamiento, estas simulaciones pueden ser validadas por distintos programas existentes en la actualidad, tales como Solid Works, ANSYS, entre otros.



## INTRODUCCIÓN

La implementación del diseño y optimización del presente proyecto se desarrolló mediante la simulación del funcionamiento del calentador con la utilización de un software determinado, de un sistema de calentamiento de agua, el cual aprovecha la radiación solar incidente en Quito, específicamente en el sector de Pomasqui, para esto se recurre a un colector solar que se encuentra asistido por la tecnología de los tubos de calor.

Los dispositivos mencionados anteriormente, ayudan a convertir la energía proveniente del sol en manifestaciones energéticas que ocurren por la interacción de cuerpos, las mismas son denominadas como calor. Estas nuevas alternativas buscan reducir la utilización de tecnologías que utilizan combustibles fósiles o sustancias que no son amigables para el medio ambiente ya que estas influyen directamente en la producción de gases que pueden destruir la capa de ozono.

En el desarrollo del diseño de este sistema específicamente en los tubos de calor se presentan distintas alternativas que garantizan que estos operen de manera eficaz, tomando en cuenta los límites en que los tubos pueden operar.

Posteriormente al diseño se procede a realizar una simulación de la operación de los tubos y el intercambiador de calor de acuerdo con la propuesta inicial de este sistema, mediante el software ANSYS, esto para realizar comparaciones con los cálculos obtenidos.

Con la finalidad de optimizar el rendimiento del calentador de agua se pueden realizar simulaciones con distintas propuestas para el sistema, en el presente proyecto investigativo se optó por analizar el proceso con distintos fluidos de trabajo, en este caso refrigerante 134a y agua.

Con los resultados obtenidos se puede verificar que los sistemas que utilizan energía térmica son viables para el calentamiento de agua de uso sanitario en lugares donde exista incidencia de radiación solar.

## **CAPÍTULO 1**

### **ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS GENERALES DE LOS SISTEMAS DE CALENTAMIENTO DE AGUA**

El presente capítulo hace una retrospectiva acerca de los principios de funcionamiento de calentadores de agua de uso sanitario que utilizan radiación solar, desarrollo, evolución y alcances, a su vez hace referencia a los distintos tipos de sistemas que se pueden emplear para calentar agua por medio de energía solar.

En este capítulo se aspira ampliar el conocimiento sobre diferentes tipos de calentadores que emplean energía solar térmica en la actualidad, sus aplicaciones a nivel doméstico, de igual manera los principios fundamentales para transformar la radiación solar en energía calorífica.

#### **1.1. Estado del arte**

Con el transcurso de los años el dispendio energético de sectores residenciales para calentamiento de espacios y agua se ha visto incrementado en su totalidad de manera acelerada, a pesar de la existencia de calentadores que resultan ser muy eficientes, en su gran mayoría estos calentadores son de tipo eléctrico, o a su vez pueden emplear combustibles fósiles o gas para su funcionamiento. Debido al gran impacto ambiental que conlleva la utilización de estos calentadores, el uso de sistemas que operen con energías alternativas o energía limpia incrementado su campo de investigación y desarrollo. Los dispositivos para calentar agua de uso sanitario que utilizan energía solar mediante la asistencia de diferentes sistemas de captación de radiación solar han demostrado ser una opción novedosa y efectiva en el aspecto de calentamiento de espacios y agua a nivel doméstico. Estudios previos han cuantificado el rendimiento del sistema combinado solo para calefacción de espacios [1].

Un calentador solar que opera con energía solar fundamenta su operación primordialmente con la captación de energía que proviene del sol para posteriormente emplearla para calentar agua. Para el análisis de la eficiencia estos calentadores se han tomado en consideración la ubicación geográfica en los que han sido instalados, así como la incidencia de radiación solar que presentan dichos espacios. Según estudios realizados por Der et al.[1], mediante el ensamblaje experimental, se encontró la temperatura del agua de salida entre 38 y 60 °C, la eficiencia térmica fue entre 88 y 94

%, el consumo de agua de 7.6 L/min y entre 74 y 94 % para el consumo de agua de 15.1 L/min.

En la actualidad existe una gran variedad de dispositivos de captación de energía solar, los mismos que son utilizados para la asistencia a calentadores de agua, con la finalidad de mejorar la eficiencia de estos. Se están desarrollando diseños más eficientes de calentadores de agua, para ofrecer factores de energía (EF) por encima de los diseños actuales. El factor de energía es una calificación basada en una prueba representativa de uso diario de energía para permitir la comparación entre diferentes tecnologías de calentamiento de agua [2].

El calentamiento del agua es el segundo mayor consumidor de energía en los hogares, representando hasta el 18 % del costo total de la energía [2], al suponer al sol como un surtidor ilimitado de energía, la misma que se encuentra al alcance de todos es posible aprovechar esta fuente renovable en aplicaciones como el calentamiento de agua. Se puede calentar agua por medio de energía solar con distintos sistemas cuyo funcionamiento es gobernado por un similar principio esencial. Un elemento teóricamente ideal asimila energía de la luz solar incidente sobre él y transmite este calor captado hacia un fluido [3].

#### **1.1.1. Tubos de calor**

Son instrumentos muy prácticos para transportar calor con pequeñas caídas de temperatura a grandes distancias gracias a su elevada conductancia térmica. Al no necesitar un empuje externo para su operabilidad se los considera de funcionamiento pasivo, su construcción es simple y son de fácil control. La termodinámica, transferencia de calor y mecánica de fluidos son ramas de la ingeniería que rigen en el desempeño de los tubos de calor. La noción de estos dispositivos surge en la época de 1944, pero solamente con el despegue de los programas espaciales en 1964 se elaboraron los primeros estudios de los tubos de calor como una tecnología innovadora, en este caso con la finalidad de lograr equilibrar la distribución de temperaturas en los fuselajes de satélites llevando el calor de las zonas con incidencia a la luz solar hacia las partes no expuestas a esta, de esta manera se buscaba disminuir las tensiones térmicas en la estructura de los satélites. El descubrimiento de diversos campos de aplicación para los tubos de calor ha conllevado a que muchas naciones a nivel mundial profundicen en la investigación de este tipo de tecnologías [4].

## **1.2. Aspectos generales de la investigación**

La determinación de parámetros generales empleados para lograr la transformación de energía solar en energía calorífica es de vital importancia en la presente investigación, ya que estos permitirán delimitar las condiciones y ecuaciones que serán utilizadas para el propósito de la presente.

### **1.2.1. Formas de transferencia de calor**

Granger [5], determina al calor como energía en el proceso de ser transferido. El calor es una forma de transferir energía a través de los límites de un sistema. Debe notarse que el calor no es una sustancia conservada, como se pensaba en el pasado (un remanente de la teoría calórica del calor).

La transferencia de calor se puede definir como circulación de energía, este fenómeno ocurre debido a un gradiente o diferencia de temperatura. Se asume a esta desigualdad de temperatura como la fuerza motriz que provoca que el calor transite. La transferencia de calor puede producirse debido a tres apartados básicos: conducción, convección y radiación [6].

#### **1.2.1.1. Transferencia de calor por conducción**

Este mecanismo de transmisión de energía se produce debido a la interacción entre partículas contiguas con mayor energía de una sustancia hacia las de menor energía [7], sin existir una mezcla entre éstas o flujo de cualquier material. Este tipo de interacción puede producirse a través de sólidos, líquidos y gases.

#### **1.2.1.2. Transferencia de calor por convección**

Para un fluido en movimiento, la energía se transfiere no solo a través de la conducción de calor sino también por el movimiento macroscópico del fluido. Cuando se imagina un área ubicada en una posición dada dentro del fluido, el calor fluye a través de ésta por conducción debido al gradiente de temperatura y además energía como entalpía y energía cinética del fluido que cruza el área. Por lo tanto la transferencia de calor por convección puede ser definida como una superposición de conducción térmica y transmisión de energía por el fluido que corre [8].

#### **1.2.1.3. Transferencia de calor por radiación**

Se puede puntualizar a este modo de transferir calor como la propagación de energía en un rango definido de longitudes de onda, producido por la radiación

electromagnética. Janna [6], menciona que un ejemplo de transferencia de calor radiante es el del transporte de energía entre el sol y la tierra. Teniendo en cuenta que todas las sustancias emiten calor radiante, sin embargo, el flujo neto de calor proviene de la región de alta a baja temperatura. Por lo tanto, la sustancia más fría absorberá más energía radiante de la que emite. Cengel [7], describe que la emisión de radiación de una extensión plana es producida por todos los puntos en todas las direcciones en la mitad sobre la superficie.

### **1.3. Energía solar térmica**

La superficie del sol genera constantemente reacciones nucleares de fusión, debido a estos fenómenos este puede ser considerado como una fuente de energía permanente. Mira [3], menciona que la energía solar es transportada mediante ondas electromagnéticas, las mismas que se expanden a través del espacio. Un porcentaje de esta energía que incide en la superficie de la tierra sirve para calentar a la atmósfera, mientras que el porcentaje restante se propaga en el vacío.

La utilización de la energía solar térmica es un programa a largo plazo, que necesita tiempo para su desarrollo. Los estudios sobre la tecnología y la aplicación de la utilización de la energía solar son un requisito necesario e indispensable para la resolución de los problemas energéticos en el futuro [9].

Existen dos formas principales de explotación de energía solar:

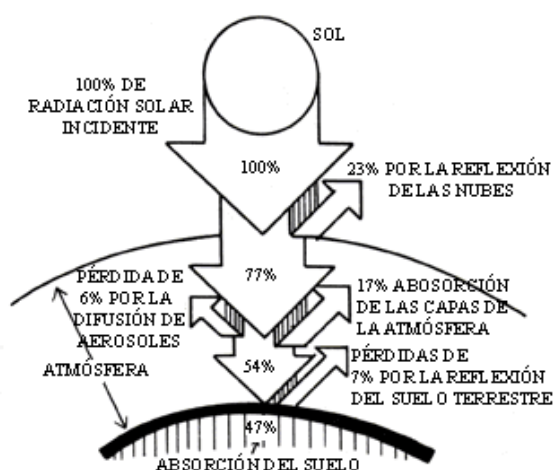
- Producción de calor (para uso en el campo doméstico, civil y de producción; en este caso, se hablará de energía solar térmica).
- Producción de electricidad mediante la conversión directa de energía (energía solar fotovoltaica).

Sin embargo, está claro que para que la energía solar se convierta en una fuente de energía importante, deberán desarrollarse dispositivos y métodos de almacenamiento de energía solar térmica eficientes, económicos y confiables [10].

Las tecnologías solares térmicas se dividen en baja, media y alta temperatura. La tecnología de baja temperatura incluye sistemas que, gracias a los dispositivos (colectores solares) pueden calentar fluidos a temperaturas inferiores a 100 °C. Estos sistemas generalmente se instalan para producir agua caliente sanitaria (para uso doméstico, usuarios colectivos, centros deportivos, entre otros) [11].

La creciente demanda de utilización de energía conlleva al desarrollo de nuevas tecnologías de energía solar como una solución clave para satisfacer estas necesidades de consumo energético. Sin embargo, como mencionan Kabir et al. [12], el rápido crecimiento en el campo de las tecnologías solares enfrenta varias barreras técnicas, como bajas eficiencias de células solares, sistemas de balances de bajo rendimiento (BOS), obstáculos económicos (por ejemplo, altos costos iniciales y falta de mecanismos de financiamiento) y obstáculos institucionales (por ejemplo; infraestructura inadecuada y escasez de mano de obra calificada).

La disponibilidad de la cantidad de energía solar que se puede encontrar en la superficie terrestre es mucho menor en comparación a la que se encuentra incidiendo en la atmósfera. Investigaciones realizadas por Mira [3], muestran que de la totalidad de energía incidente proporcionada por el sol solo un 47 % de esta consigue interactuar con la superficie terrestre, de esta proporcionalidad únicamente el 36% lo hace de manera directa y el 16% logra interrelacionarse luego de ser difundida por distintos factores presentes en el agua y aire como se observa en la figura 1. La radiación solar incidente que no logra interactuar con la superficie de la tierra representa el 53% y se distribuye de la siguiente manera: la estratósfera y tropósfera absorben una parte de esta, en porcentajes del 2 y 15%. Por otro lado, las nubes y el suelo reflejan parte de esta energía con valores del 23 y 7% respectivamente. Finalmente, la atmósfera difunde el 6% restante de la energía hacia el cielo.



**Figura 1.** Interacción de la radiación solar con la superficie terrestre [3].

En función de producir energía calorífica suficiente las tres fuentes de energía renovable que se pueden utilizar son: geotérmica, biomasa, generación solar. La energía solar denota un potencial global más alto, ya que la geotérmica se limita a

pocas ubicaciones y la biomasa no se encuentra presente en volúmenes adecuados en la naturaleza. En la tabla 1, se muestra una comparación de potenciales de poder global entre distintos sectores de energías solares.

**Tabla 1.** Comparación de la capacidad de potencia global entre los diferentes sectores de energía renovable [12].

Orden	Capacidad de potencia	Año		
		2013	2014	2015
1	Energía renovable total	1578	1712	1849
2	Energía hidroeléctrica	1018	1055	1064
3	Biomasa	88	93	106
4	Geotérmica	12.1	12.8	13.2
5	Solar PV	138	177	227
6	Concentración solar térmica	3.4	4.4	4.8
7	Capacidad de energía eólica	319	370	433

Las fuentes de energía renovables (eólica, solar, mareomotriz, hidroeléctrica, entre otras) varían ampliamente en su disponibilidad en el transcurso de un día, temporada, año e incluso de una ubicación geográfica a otra [12].

#### 1.4. Sistemas de calentamiento de agua por energía solar

Conceptualizar el calentamiento de agua utilizando energía solar no resulta nuevo ya que el desarrollo de nuevos conceptos y tecnologías conlleva a que la energía solar pueda ser utilizada tanto en aplicaciones industriales como domésticas de una manera más efectiva y económica. Garg [13], menciona que los calentadores de agua solares son populares en las últimas tres décadas en países como Estados Unidos, Australia, Israel, Japón e India. Esta es la única aplicación de energía solar que es comercial, técnica y económicamente viable, estudiado durante más de 30 años en muchos países.

El calentamiento de agua por energía solar, dentro del campo de avance técnico ha tenido una evolución muy acelerada. Los calentadores de agua de uso sanitario que emplean energía solar en ciertos casos poseen costos iniciales de instalación/operación más elevados que aquellos sistemas que funcionan con electricidad o combustibles fósiles, no obstante, esta inversión se la ve recuperada en el transcurso del tiempo debido al ahorro que estos suponen en costos de mantenimiento y operación.

En algunos países fríos, alrededor del 20 % de la demanda total de energía de una familia es necesaria para calentar el agua. Hay muchas industrias pequeñas donde se requiere el 100 % del calor hasta solo 140 °C, que puede ser fácilmente suministrado mediante el uso de energía solar empleando dispositivos que funcionan en base a esta energía como colectores de placa plana, estanques solares, sumideros de vacío y acentos lineales, donde la tecnología es lo suficientemente avanzada [13].

Existen varios beneficios que los calentadores de agua por energía solar pueden brindar en comparación con los calentadores de agua convencionales. Reducirá los costos de calentamiento de agua caliente. También reducirá directamente las expulsiones de gases no amigables para el medio ambiente, liberados en la atmósfera (dióxido de carbono, CO<sub>2</sub>), contribuyendo así a un medio ambiente más saludable [14].

Estudios realizados por Tap [14], mencionan que la energía que puede esperar ahorrar al cambiar a un calentador de agua solar depende de varios factores, como el tamaño de los colectores y el tanque de almacenamiento, la eficiencia del electrodoméstico, la cantidad de luz solar en su región y, muy importante, la cantidad de agua que usa. Un sistema típico de agua caliente solar reducirá los costos anuales de energía en un 40 a 50 %. Se puede esperar que un calentador de agua solar le proporcione 1500 a 3000 kWh de energía por año, según el uso de agua caliente y el clima regional.

Todos los sistemas solares tienen tres elementos según menciona Center [15], un colector, almacenamiento de calor y un sistema de distribución. El colector a menudo es una combinación de acristalamiento de vidrio o plástico y un material absorbente para capturar la energía del sol. El calor recolectado debe distribuirse donde se pueda usar o almacenar para un uso posterior. Los sistemas de distribución pueden ser pasivos, donde dependen del movimiento natural del aire y agua calentados, o pueden estar activos, dependiendo de un método mecánico para mover el calor, como una bomba o un ventilador. En ocasiones, se utiliza una combinación de técnicas activas y pasivas para obtener la máxima eficacia. Todos los sistemas solares deben construirse para minimizar la pérdida de calor hacia el exterior.

#### **1.4.1. Sistemas Drainback**

Son uno de los tres tipos más populares de sistemas de energía solar instalados en todo el mundo. Son una excelente opción para todos los climas, excepto para aquellos que experimentan condiciones de frío severas o prolongadas, o donde se espera una



cantidad significativa de nieve anualmente. En climas cálidos que experimentan pocos episodios de congelación por año, si los hay, son una buena opción [16], es un sistema indirecto en el que se bombea agua destilada desde un pequeño tanque de drenaje a través de un dispositivo que transmite calor al agua potable y luego a los colectores solares que se van a calentar [13].

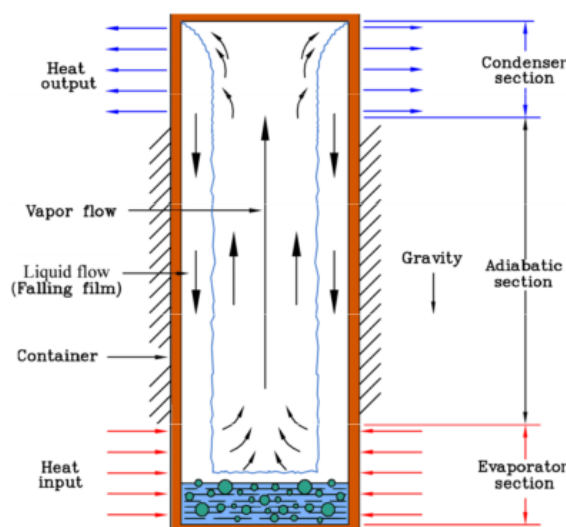
#### 1.4.2. Sistemas de almacenamiento integral de colectores

Los sistemas de almacenamiento integrado (ICS) se consideran pasivos porque no requiere bombas de ningún tipo para su funcionamiento. Además, es un sistema directo porque el agua doméstica entra realmente en el colector [16].

Este tipo de sistema es uno de los métodos más simples de calentamiento de agua. El ICS funciona como complemento de los sistemas existentes mediante la alimentación de agua precalentada en el tanque calentador de agua convencional cada vez que se enciende el grifo de agua caliente dentro de la casa [15].

#### 1.4.3. Sistemas de termosifón

Los sistemas de termosifón se basan en el proceso de convección natural, sin embargo difieren de los sistemas de ICS porque el tanque de almacenamiento está separado [15]. Los sistemas termosifón utilizan el principio de que el agua caliente se eleva de forma natural. En este sistema como muestra la figura 2, el tanque de almacenamiento está ubicado arriba de los colectores, de modo que a medida que el fluido se calienta en los colectores, se eleva al tanque de almacenamiento [16].



**Figura 2.** Termosifón cerrado de dos fases [17].

Dos sistemas usan el principio de termosifonamiento. Ambos se consideran sistemas pasivos porque no requieren bombas.

#### 1.4.3.1. Sistemas directos de termosifón

Un sistema de termosifón directo generalmente utiliza un colector de placa plana y calienta el agua doméstica directamente al circular a través del colector. También utiliza un tanque de almacenamiento para contener el agua calentada por el sol [14].

#### 1.4.3.2. Sistemas indirectos de termosifón

Al igual que el sistema de termosifón descrito anteriormente, el sistema indirecto también tiene el tanque de almacenamiento montado sobre el recopilador. En lugar de hacer circular el agua doméstica a través del colector, se utiliza un fluido de transferencia de calor que elimina los problemas causados por el agua dura. Cuando el fluido solar se calienta en el colector, asciende naturalmente al nivel del tanque de almacenamiento, donde se transfiere el calor del líquido de trabajo al agua de uso sanitario con la ayuda de un intercambiador de calor [16].

El agua se calienta cuando pasa a través del colector solar y luego regresa al tanque de almacenamiento [13].

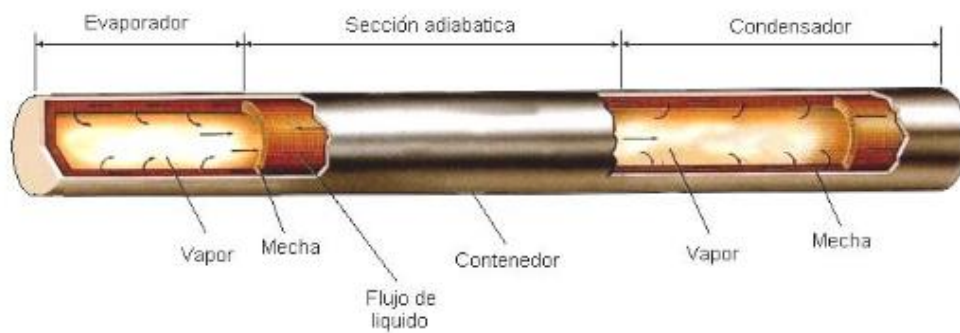
### 1.5. Tubos de calor

Es un instrumento utilizado para transportar calor a larga distancia, utiliza la evaporación y la condensación como principio básico de operabilidad [18], es un dispositivo simple sin partes móviles que puede transferir grandes cantidades de calor esencialmente a una temperatura constante sin requerir ninguna entrada de energía [19]. En resumidas palabras el calor es transferido a través del cambio de fase líquido vapor y viceversa.



**Figura 3.** Corte seccional de un tubo de calor [20].

Difiere del termosifón en virtud de su capacidad de transportar calor contra la gravedad mediante un ciclo repetitivo realizado por parte del fluido trabajo presente en el interior de este el mismo que consiste en pasar de su fase líquida a su fase de vapor reiteradamente [21]. Adicionalmente estos utilizan una estructura capilar, también llamada mecha la misma que en muchas ocasiones es un elemento poroso, la acción de fuerzas capilares es capaz de hacer retornar el líquido desde cualquier posición, incluso cuando la sección de evaporación está por encima de la de condensación [22]. El tubo de calor se ha utilizado ampliamente para refrigerar dispositivos de alta densidad de potencia debido a su alta conductividad efectiva, buena capacidad de dispersión de calor y flexibilidad geométrica [23]. La figura 4 muestra la representación esquemática del funcionamiento y componentes de un tubo de calor tradicional.



**Figura 4.** Tubo de calor esquematizado con su operación y partes [22].

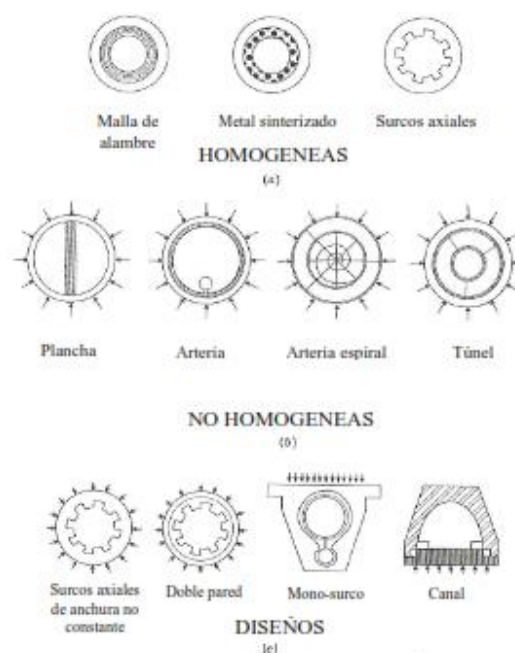
La idea de la tubería de calor fue sugerida por primera vez en 1942. Sin embargo, no fue hasta su invención independiente a principios de la década de 1960 cuando las notables propiedades de la tubería de calor se volvieron apreciadas y serias en el trabajo de desarrollo [24].

En comparación con el uso de otros mecanismos convencionales para transmitir calor, uno de los principales beneficios de la utilización de tuberías de calor que se puede resaltar es la destacable distancia que estos dispositivos pueden transportar grandes cantidades de calor, sin requerir de un impulso de energía externa ajena al sistema, es decir, de forma pasiva. Su sencillo diseño y relativa construcción simple así como las despreciables pérdidas de temperatura entre el evaporador y condensador son otras de las ventajas relevantes a mencionar para estos dispositivos [4], [18], [23].

El rendimiento de un tubo de calor a menudo se expresa en términos de "conductividad térmica equivalente". Al utilizar agua como fluido de trabajo dentro de una tubería de calor tubular que funciona a 150 °C, tendría una conductividad térmica varios cientos de veces la del cobre. Un tubo de calor puede tener una capacidad de manejo de potencia muy alta: las tuberías que usan litio como fluido de trabajo a una temperatura de 1500 °C tendrán un flujo axial de 10-20 kW/cm<sup>2</sup>. Mediante la elección adecuada del fluido de trabajo y los materiales del recipiente, es posible construir tuberías de calor para usar a temperaturas que van desde 4 K hasta más de 2300 K [24].

### 1.5.1. Fundamentos de operación

El funcionamiento de estos dispositivos se basa en las propiedades termodinámicas de un fluido que se vaporiza en un extremo y se condensa en el otro extremo. Inicialmente, una mecha de la tubería de calor está saturada de líquido mientras que la sección interna de este se encuentra llena de vapor. Al exponer el cabezal del evaporador de la tubería de calor con un medio o superficie caliente, el calor se transmitirá hacia el tubo de calor [19]. La estructura de la mecha tiene como finalidad proporcionar el mecanismo a través del cual el fluido de trabajo retorna del condensador al evaporador, es así como es de suma importancia el incremento de la presión capilar, esto se puede lograr utilizando distintas configuraciones de estructuras capilares o mechas. En la figura 5 se observa varios tipos de mechas.



**Figura 5.** Diferentes tipos de estructuras de mechas [25].

Ma [18] menciona que un tubo de calor es básicamente un tubo sellado y delgado, el cual alberga una estructura capilar denominada mecha la misma que está presente en la superficie interna de este y a su vez contiene un fluido de trabajo en pequeñas cantidades. La funcionabilidad de los tubos de calor es de fácil entendimiento recurriendo a una geometría de uso común como lo es la cilíndrica. Los tubos de calor se componen de 4 elementos fundamentales como los son el cuerpo o contenedor sellado, los cabezales del evaporador y condensador, la mecha capilar y un fluido de trabajo [4].

El funcionamiento del tubo de calor según Lee [19], se determina acorde a sus tres secciones básicas que lo conforman, como se describe a continuación: sección del evaporador en un extremo, donde se absorbe el calor y se vaporiza el fluido; en el otro extremo la sección de condensador donde se produce el intercambio de calor del vapor con el medio de menor temperatura, provocando así su retorno a fase líquida; y la sección intermedia adiabática, en la cual el vapor y las fases líquidas del fluido circulan en direcciones opuestas a través del núcleo y la mecha, completando de esta manera el ciclo.

En consecuencia, se logra trasladar el calor latente de evaporización del fluido de trabajo desde el evaporador hasta el condensador de manera continua. Este proceso se produce repetitivamente siempre y cuando la presión capilar sea la suficiente para poder retornar el fluido condensado de regreso al evaporador [4].

Como se viene mencionando se asume que los tubos de calor sean dispositivos de transferencia de calor consideradamente efectivos, esto debido a que los procesos inmersos en el funcionamiento de los tubos (evaporización y condensación), requieren de coeficientes de transferencia de calor extremadamente altos para poder lograrse [19].

### **1.5.2. Aplicaciones**

Desde sus primeras implementaciones a partir de su desarrollo en 1964, se ha podido demostrar que los tubos de calor acorde a su aplicación en campos específicos pueden funcionar en niveles de temperatura que van desde los 4 a 3000 K, lo que quiere decir que estos pueden tener un sin número de aplicaciones [4].

Entre las más destacables cabe mencionar su aplicación en campos como la refrigeración de equipos eléctricos y electrónicos, debido a que con el desarrollo de

tecnologías y aparición de nuevos materiales se ha logrado simplificar en gran medida el tamaño de estos componentes, de esta forma dando paso a la necesidad de nuevos sistemas y más eficientes sistemas de evacuación de calor. Control de temperatura corporal, para esto se implementa los tubos en la vestimenta previniendo de esta manera la congelación de extremidades en lugares sujetos a condiciones extremas. Aplicaciones en el desarrollo de herramientas de producción, aplicaciones aeroespaciales, aplicaciones como recuperadores de calor en colectores solares, entre otras.

Las tuberías de calor se han utilizado en diversas aplicaciones durante décadas. Nuevas aplicaciones han surgido con el tiempo Vasiliev et al. [26] creen que, las tuberías de calor podrían ser ampliamente utilizadas para prevenir el calentamiento global en el futuro.

La tabla 2 muestra el desarrollo de los tubos de calor con el transcurso del tiempo.

**Tabla 2.** Desarrollo de los tubos de calor en el tiempo [26].

Desarrollo de los tubos de calor en el tiempo	
1970	Aeroespacial y astronáutica
1980	Conservación de energía
1990	Uso industrial y utilización de energía natural
2000	Refrigeración de computadoras y productos electrónicos
2010	Calentamiento global y el medio ambiente

Debido a la elevada capacidad de los tubos de calor de transportar significativas cantidades de calor a una velocidad considerable, el control de temperaturas en distintos campos de aplicación es una de las virtudes mas grandes de las tuberías de calor [4].

## 1.6. Paneles solares

Una sola célula solar simple produce solo un poco de electricidad. Por esta razón, las células a menudo se unen en grupos conocidos como módulos solares. Un módulo solar tiene un marco que contiene las celdas. Algunos módulos tienen varios pies de largo y ancho. Por lo general, pueden producir hasta unos pocos cientos de vatios de electricidad. Si se necesita más potencia, los módulos se pueden unir para formar una gran matriz solar. Los módulos a veces se llaman paneles solares. Las matrices

también a veces se llaman paneles solares. El hecho permanece: mientras más células se unan, más electricidad producirá [27].

Para la generación de energía en sector residencial individual, se ha recurrido comúnmente a la utilización de paneles solares, ya que, estos paneles generalmente oscilan entre 18 -12 % de eficiencia y hay dos tipos de cristal diferentes policristalino y monocristalino. Los paneles policristalinos suelen ser menos eficientes debido a la presencia de un solo cristal, pero son más baratos, mientras que el monocristalino es una pieza pequeña, más cara pero generalmente más eficiente [28].

Los paneles solares tienen muchos puntos fuertes. El silicio utilizado en la mayoría de ellos es un material muy común. La arena está compuesta principalmente de silicio. Los paneles solares son confiables. El "combustible" que usan, el sol, es gratis. Es un recurso renovable que durará casi para siempre. Los científicos esperan que el sol siga brillando durante miles de millones de años. Además, los paneles solares pueden generar electricidad directamente en el lugar donde se usa. Esto elimina la necesidad de cables o alambres para transportar electricidad desde una planta de energía distante. Cuando se utilizan, los paneles solares casi no tienen ningún efecto sobre el medio ambiente. Ellos están callados. No liberan gases sucios o dañinos en el aire. No causan contaminación del agua. No crean desechos peligrosos [27].

A pesar de la campaña y los esfuerzos continuos, las adopciones a gran escala de paneles solares aún no se han materializado, principalmente debido a la falta de confianza en el ahorro potencial de energía [29].

Generar electricidad a partir del sol no únicamente implica la utilización de paneles solares. Otro método, llamado energía solar térmica, también es popular. De hecho, se usa en las plantas de energía solar más grandes. Las plantas de energía solar térmica recogen la luz del sol con la ayuda de concentradores. A menudo, la luz calienta un líquido a una temperatura alta, y este líquido caliente luego convierte el agua en vapor. O la luz puede calentar agua directamente y convertirla en vapor. De cualquier manera, el vapor se usa para conducir una turbina que genera electricidad. Los sistemas térmicos pequeños a veces se utilizan en edificios para proporcionar calefacción o hacer agua caliente [27].

### **1.7. Intercambiadores de calor solares**

Son dispositivos utilizados para transferir calor entre dos o más fluidos, uno comparativamente caliente y el otro comparativamente frío. Se los clasifica típicamente acorde con la disposición que tienen los flujos que interactúan a través de estos. Cuando los fluidos calientes y fríos se mueven en la misma dirección, se llama disposición de flujo paralelo. Cuando están en la dirección opuesta, se llama disposición de contraflujo. También hay una disposición de flujo cruzado, donde los dos fluidos se mueven en un flujo cruzado perpendicular entre sí. Entre los tipos de intercambiadores que más destacan para disposiciones de flujo cruzado o paralelo se encuentran los de carcasa y tubos, de doble tubería y de placas. Mientras que los intercambiadores que poseen disposición de flujo cruzado más relevantes a mencionar se encuentran los de placa y los de tubos aletados [19].

Los sistemas de intercambiador de calor con tanque integrado son los más simples de instalar y son adecuados para situaciones donde el espacio es muy limitado. Estos sistemas son siempre sistemas de bombeo único, ya que la única bomba requerida es la bomba de bucle solar. Los sistemas de intercambiador de calor externo son más eficientes y también pueden ser de una sola bomba si el intercambiador de calor es un termosifón [30].

La mayoría de los intercambiadores de calor son contruidos con una sola membrana entre los fluidos por lo que se los denomina como de pared simple. Los antes mencionados tienen una sola membrana entre los dos fluidos. Esta membrana podría estar hecha de cobre, acero inoxidable o (en circunstancias muy específicas). Los intercambiadores de doble pared proporcionan una capa adicional de protección al agua potable en caso de que el intercambiador de calor alguna vez desarrolle una fuga. Muchos tienen un espacio entre las capas, comúnmente conocido como "detección de fugas positiva", de modo que una fuga en una pared será claramente visible, y el intercambiador de calor puede ser reparado o reemplazado [16].

Los intercambiadores de calor pueden construirse utilizando tuberías o placas. Dos fluidos pasan uno al lado del otro, separados por una membrana. Produciendo así transferencias de calor a través de la emulsión de un fluido a otro.



La disposición del intercambiador de calor de tubo dentro de su carcasa es esencialmente una tubería más pequeña (o tuberías) dentro de una tubería o tubo más grande [30].

Estos intercambiadores de calor se pueden configurar en longitudes rectas o en espiral. La configuración en espiral siempre requiere una bomba como los intercambiadores de placas, pero los rectos pueden utilizarse en el lado del agua si están diseñados adecuadamente para ese propósito [16].

### **1.8. Conclusiones del capítulo**

Desde su desarrollo, las tuberías de calor han estado involucradas en muchas aplicaciones, gracias a su elevada conductancia térmica, en su gran mayoría son utilizados para transportar calor con una alta eficiencia, estos pueden ser utilizados en sistemas donde se requiere evacuar temperatura con fines de enfriamiento, a su vez se los puede utilizar para calentamiento de fluidos, dado a su relativamente fácil funcionamiento y amplio rango de temperaturas de operación.

La aplicación de este tipo de dispositivos en comparación con otros sistemas de calentamiento solar resulta mejor para zonas donde se requiera trasladar temperaturas a una amplia distancia.

## **CAPÍTULO 2**

### **ESTUDIOS PRELIMINARES PARA EL DISEÑO DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA**

En este capítulo, el enfoque será el diseño de los elementos principales para el calentador de agua asistido por radiación solar, siendo estos la placa de recolección, las tuberías de calor y el intercambiador de calor. Para esto se utilizan principios ingenieriles sustentados en ramas esenciales como lo son la transferencia de calor y mecánica de fluidos, las mismas que proporcionaran las relaciones y ecuaciones necesarias para el óptimo diseño del calentador de agua.

#### **2. Radiación solar global**

Se define como radiación solar global a la energía que proviene del sol, que se recibe en una superficie durante un cierto periodo de tiempo. Este valor depende de la latitud, pues esta propiedad hace que el ángulo de incidencia varíe, a su vez los valores de radiación solar pueden diferir dependiendo del periodo de exposición a la luz. Conociendo que la cantidad de energía solar que incide en la superficie de la Tierra podría suplir todas las necesidades de consumo energético del planeta, se puede asegurar que el sol garantizaría el suministro de energía al ser uno de los recursos naturales más confiables.

En el Ecuador las principales fuentes de energía son el petróleo y la hidroelectricidad, la ubicación geográfica del país hace que se puedan obtener elevados niveles de radiación solar, misma que no es aprovechada de la manera adecuada para intentar mitigar la demanda energética nacional.

El potencial para explotar tremendamente la energía solar en Ecuador, se debe gracias a estar ubicado en la mitad del mundo, el uso generalizado de este recurso colaboraría para lograr la independencia energética en un determinado intervalo de tiempo. La administración adecuada de este recurso es de vital importancia para poder presentar una propuesta investigativa que beneficie al país. En el ámbito de valoración de los recursos solares el Instituto Nacional de Eficiencia Energética y Energías Renovables (INER) cuantifica estos valores, como se visualiza en la figura 6, para que estos puedan ser usados como fundamento en futuros proyectos. [31].

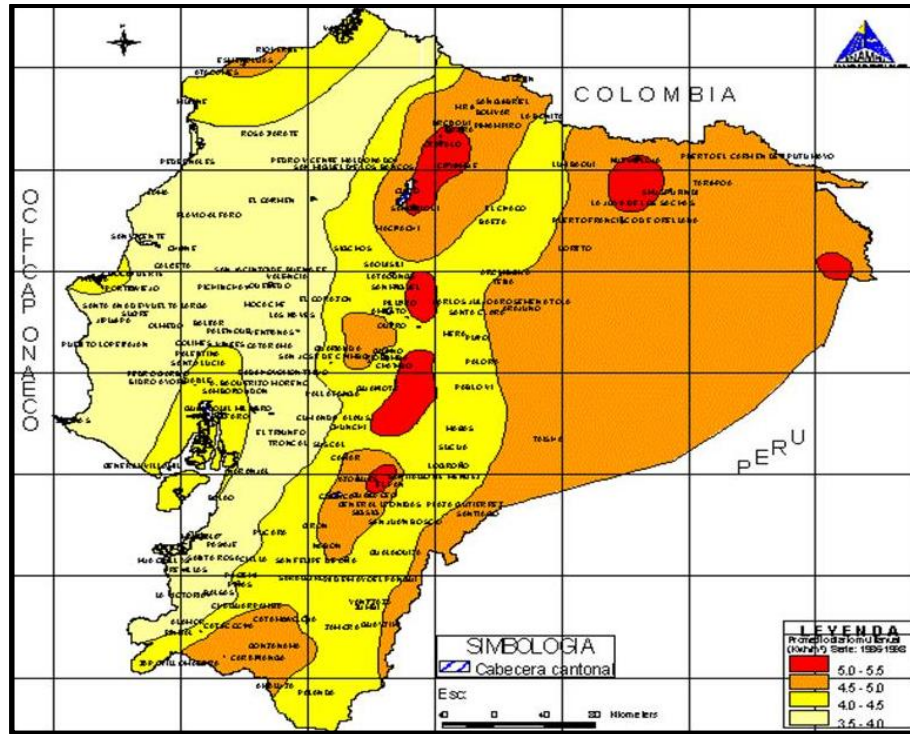


Figura 6. Mapa de radiación solar global del Ecuador [31].

## 2.1. Placa colectora

El calor que reciben los tubos de calor debe ser transferido a raves de esta placa. Debido a las funciones que realiza, el material de la placa recolectora es generalmente un buen conductor térmico. No obstante, también es necesario evitar cargar el sistema con inercia térmica. El material además de ser ligero debe poseer una baja capacidad calorífica [32].

El calor que realmente absorbe la placa se divide en tres flujos, el primero representa el calor útil que se transfiere efectivamente a los tubos, los dos flujos restantes son el calor de la pérdida a través de la parte superior e inferior del colector. Con estos coeficientes de pérdida de calor se determina el coeficiente de perdida global de la placa colectora.

El calor útil de la placa se encuentra realizando un balance energético como muestra la expresión 1:

$$Q_{\text{útil}} = Q_{\text{absorbido}} - Q_{\text{pérdido}} \quad (1)$$

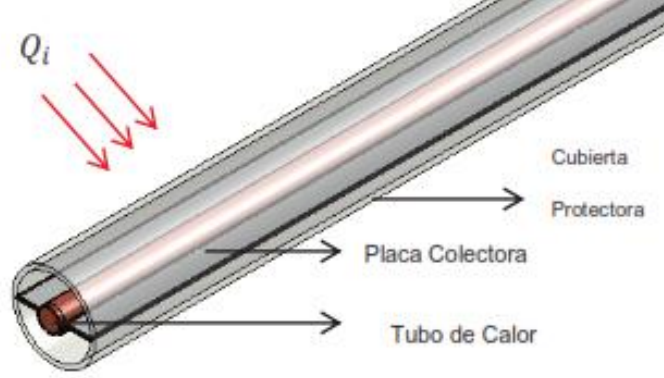
Donde:

$Q_{\text{útil}}$ : Calor útil que se transfiere al fluido de trabajo, [W/m<sup>2</sup>].

$Q_{\text{absorbido}}$ : Calor absorbido por la placa, [W/m<sup>2</sup>].

$Q_{p\acute{e}rdido}$ : Calor de p\acute{e}rdidas, [W/m<sup>2</sup>].

El esquema de adaptaci3n de la placa colectora en los tubos de calor es mostrado en la figura 7.



**Figura 7.** Placa colectora adaptada en el tubo de calor [33].

El calor absorbido de la placa se determina con la ecuaci3n 2:

$$Q_{absorbido} = (\tau \cdot \alpha) \cdot Q_i \quad (2)$$

Donde:

$Q_i$ : Calor que incide en la placa, [W/m<sup>2</sup>].

$\tau$ : Transmitividad de la cubierta, [adimensional].

$\alpha$ : Absortividad de la placa, [adimensional].

El calor que incide en la placa se expresa como:

$$Q_i = I \cdot \cos \psi \quad (3)$$

Donde:

$I$ : Intensidad de radiaci3n, [W/m<sup>2</sup>].

$\psi$ : \xc1ngulo de interacci3n de radiaci3n solar sobre el plano inclinado, [°].

La ecuaci3n 4 proporciona la forma de obtener el calor de perdida de la placa colectora.

$$Q_{perdido} = U_{p\acute{e}rdida\ total} (T_{placa} - T_a) \quad (4)$$

Donde:

$U_{p\acute{e}rdida\ total}$ : Coeficiente total de p\acute{e}rdidas, [W/m<sup>2</sup>K].

$T_{placa}$ : Temperatura de la placa, [°K].

$T_a$ : Temperatura del ambiente, [°K].

El coeficiente total de pérdidas es la suma del coeficiente de pérdidas superior e inferior respectivamente como muestra la expresión 5.

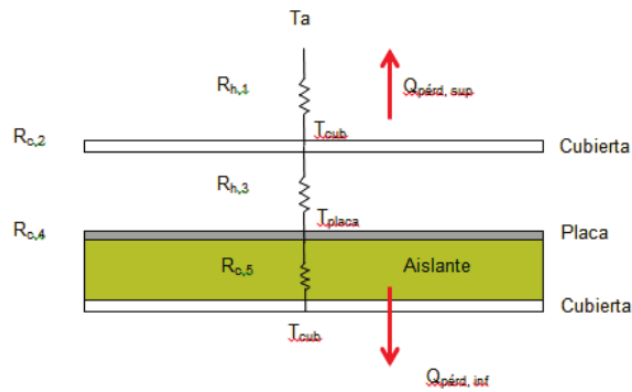
$$U_{p\acute{e}rdida\ total} = U_{p\acute{e}rdida\ superior} + U_{p\acute{e}rdida\ inferior} \quad (5)$$

Donde:

$U_{p\acute{e}rdida\ superior}$ : Coeficiente de pérdidas superior, [W/m²K].

$U_{p\acute{e}rdida\ inferior}$ : Coeficiente de pérdidas inferior, [W/m²K].

Para facilitar el cálculo de los coeficientes de pérdidas se puede plantear un esquema de las resistencias térmicas presentes en la placa colectora como la figura 8 muestra a continuación.



**Figura 8.** Diagrama de resistencias térmicas en la placa colectora [33].

El coeficiente de pérdida en la parte inferior se establece mediante la relación 6:

$$U_{p\acute{e}rdida\ inferior} = \frac{1}{R_{c,5}} = \frac{k_a}{e_a} \quad (6)$$

Donde:

$k_a$ : Conductividad térmica del aislante, [W/m-K].

$e_a$ : Espesor del aislante, [m].

$R_{c,5}$ : Resistencia térmica conductiva en el aislante, [m²K / W].

El flujo de calor de pérdida en la parte superior de la placa se calcula por medio de la ecuación 7:

$$U_{p\acute{e}rdida\ superior} = \frac{1}{R_{h,1} + R_{c,2} + R_{h,3} + R_{c,4}} \quad (7)$$

Donde:

$$R_{h,1} = \frac{1}{h_a} \quad (8)$$

$$R_{c,2} = \frac{e_{cub}}{k_{cub}} \quad (9)$$

$$R_{h,3} = \frac{1}{h_a} \quad (10)$$

$$R_{c,4} = \frac{e_{placa}}{k_{placa}} \quad (11)$$

$R_{h,1}, R_{h,3}$ : Resistencias térmicas por convección, [ $m^2 K / W$ ].

$R_{c,2}$ : Resistencia térmica conductiva en la cubierta, [ $m^2 K / W$ ].

$R_{c,4}$ : Resistencia térmica conductiva en la placa, [ $m^2 K / W$ ].

Debido al aire que circula por encima de la superficie exterior en la cubierta, el fenómeno de convección libre o natural es asumido, por lo que se debe encontrar el coeficiente de transferencia de calor por convección, despejándolo de la razón base del número de Nusselt, quedando expresado de acuerdo con la fórmula 12:

$$h_a = \frac{k_{cub}}{D_o} Nu \quad (12)$$

Donde:

$h_a$ : Coeficiente de convección aire (20 °C), [ $W / m^2 K$ ].

$D_o$ : Diámetro externo de la cubierta, [m].

$Nu$ : Número de Nusselt, [Adimensional].

La relación 13 muestra el método para calcular el número de Nusselt para este caso.

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (13)$$

Donde:

$Ra_D$ : Número de Rayleigh, [Adimensional].

$Pr$ : Número de Prandtl, [Adimensional].

Cengel [7], menciona que el producto del número de Grashof y Prandtl proporcionan una relación entre la flotabilidad y viscosidad de un fluido la misma que es conocida como el número de Rayleigh, el cual puede encontrarse a partir de la expresión 14:

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr \quad (14)$$

Donde:

$Gr_D$ : Número de Grashof, [Adimensional].

El número de Grashof relaciona propiedades de los fluidos inmersos en el proceso por lo que este representa los efectos de la convección natural, se calcula acorde a la ecuación 15:

$$Gr_D = \frac{g \cos \psi \beta (T_s - T_\infty) D^3}{\nu^2} \quad (15)$$

Donde:

$g$ : Aceleración de la gravedad, [m/s<sup>2</sup>].

$\beta$ : Coeficiente de expansión volumétrica, [1/K].

$T_s$ : Temperatura en la superficie de la cubierta, [K].

$T_\infty$ : Temperatura de los alrededores, [K].

$\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido, [m<sup>2</sup>/s].

El calor útil queda expresado con la fórmula 16:

$$Q_{\text{útil}} = (\tau \cdot \alpha) \cdot Q_i - U_{\text{perd total}} (T_{\text{placa}} - T_a) \quad (16)$$

### 2.1.1. Eficiencia del colector

La eficiencia del colector puede determinarse aplicando un equilibrio de energía de estado estable en la placa de absorción. Se determina relacionando el calor útil que absorbe la placa y el valor de la interacción de energía solar a lo largo del tiempo [34].

Esta eficiencia se calcula por medio de la ecuación 17:

$$\eta = \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_i} \quad (17)$$

Donde:

$\eta$ : Eficiencia térmica del colector, [adimensional].

## 2.2. Diseño de los tubos de calor

El modelamiento de tubos de calor utilizará la metodología propuesta mencionada por Betancourt [35], de esta manera se determina el calor que puede ser transportado, temperatura y presión de trabajo del tubo de calor, los materiales adecuados para su correcto funcionamiento, así como los límites de operación del mismo.

### 2.2.1. Fluidos de trabajo

Para la determinación del fluido de trabajo como menciona Camacho y Cárdenas [33], se debe tomar en cuenta diversos parámetros, por ejemplo los límites de operación del fluido. Para lograr esto se evalúa el número de Merit; ya que este relaciona propiedades físicas inmersas en el fluido de operación como lo son la densidad, viscosidad, tensión superficial y entalpía de vaporización del líquido a evaluar. El desempeño del fluido de trabajo se evalúa por medio del número de Merit mientras más alto sea el valor de este, el rendimiento del fluido de trabajo será mejor.

El número de Merit se evalúa mediante la fórmula 18:

$$Me = \frac{\rho_l \cdot \gamma_l \cdot h_{fg}}{\mu_l} \quad (18)$$

Donde:

$Me$ : Número de Merit, [kW/m<sup>2</sup>].

$\rho_l$ : Densidad del líquido, [kg/m<sup>3</sup>].

$\gamma_l$ : Tensión superficial del fluido de trabajo, [N/m].

$h_{fg}$ : Entalpía de vaporización, [kJ/kg].

$\mu_l$ : Viscosidad dinámica del líquido, [kg/m·s].

Otro parámetro importante para evaluar es el factor de humectación, de la misma manera mientras mayor sea este resultado se obtendrá un mejor desenvolvimiento debido a que esto asegura un mejor transporte del fluido por la mecha capilar, este factor se obtiene a partir de la expresión 19:

$$Fh = \frac{\gamma_l}{\rho_l} \quad (19)$$

Donde:

$Fh$ : Factor de humectación, [m<sup>3</sup>/s<sup>2</sup>].



### 2.2.2. Volumen del fluido de trabajo

La determinación de la cantidad de flujo de calor de los tubos se logra estimar con la determinación de este factor, el mismo es de mucha importancia ya que si el condensador tiene una cantidad excesiva de líquido condensado, limitara la zona de condensación provocando una baja transmisión de calor. Para tubos de calor con estructura capilar, Camacho y Cárdenas [33], presentan la ecuación 20:

$$V_l > 0.001 \cdot d_i^2 \cdot (L_a + L_c) + (A_w \cdot L_e \cdot \varepsilon) \quad (20)$$

Donde:

$V_l$ : Volumen de fluido de trabajo, [m<sup>3</sup>].

$d_i$ : Diámetro interno del tubo, [m].

$L_a$ : Longitud adiabática, [m].

$L_c$ : Longitud de condensador, [m].

$A_w$ : Área transversal de la mecha, [m<sup>2</sup>].

$L_e$ : Longitud del evaporador, [m].

$\varepsilon$ : Porosidad de la mecha, [adimensional].

### 2.2.3. Límites de operación

Según Betancourt [35], menciona que la limitación viscosa, limitación sónica, límite capilar, límite de ebullición y límite de arrastre, son una serie de limitaciones que se presentan durante la operación de los tubos de calor.

#### 2.2.3.1. Límite viscoso

Este límite se analiza en el evaporador o fuente fría, esto debido a que las fuerzas viscosas son mayores a bajas temperaturas [33], y se evalúa de acuerdo con la fórmula 21:

$$q_{visc} = \frac{A_v \cdot r_v^2 \cdot \rho_v \cdot P_v \cdot h_{fg}}{16 \cdot \mu_v \cdot L_{eff}} \quad (21)$$

Donde:

$q_{visc}$ : Límite viscoso, [W]

$A_v$ : Área transversal de la trayectoria de vapor [m<sup>2</sup>].

$r_v$ : Radio de la sección del evaporador, [m].

$P_v$ : Presión de vapor, [Pa].

$\rho_v$ : Densidad de vapor, [kg/m<sup>3</sup>]

$\mu_v$ : Viscosidad dinámica de vapor, [kg/m·s].

Debido a las altas presiones de operación se debe determinar un espesor mínimo que la pared del tubo debe tener para poder soportar dichas presiones, este se establece de acuerdo con la expresión 22:

$$e_p = \frac{P_v \cdot r_{p \text{ ext}}}{S_p} \cdot FS + a \quad (22)$$

Donde:

$e_p$ : Espesor mínimo de pared del tubo, [m].

$r_{p \text{ ext}}$ : Radio de pared exterior, [m].

$S_p$ : Resistencia del material, [Pa].

$FS$ : Factor de seguridad, [adimensional].

$a$ : Profundidad del canal, [m].

#### 2.2.3.2. Límite sónico

El incremento del flujo de vapor es fundamental para el funcionamiento del tubo de calor, para esto y de forma proporcional la velocidad de este debe elevarse logrando de esta manera un incremento en el transporte de calor. Este parámetro está asociado a la temperatura y se determina por medio de la ecuación 23:

$$q_s = 0.474 \cdot h_{fg} \cdot A_v \cdot (\rho_v \cdot P_v)^{\frac{1}{2}} \quad (23)$$

Donde:

$q_s$ : Límite sónico, [W].

#### 2.2.3.3. Límite de arrastre

A lo largo de la frontera entre el área de vapor y la mecha capilar se produce una interacción entre el líquido y el vapor en direcciones opuestas, a esta acción se la denomina límite de arrastre y se determina con la fórmula 24:

$$q_{arr} = A_v \cdot \lambda \left( \frac{\gamma_l \cdot \rho_v}{2r_{h,w}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (24)$$

Donde:

$q_{arr}$ : Límite de arrastre, [W].

$r_{h,w}$ : Radio hidráulico de la mecha, [m].

El radio hidráulico de la mecha está definido por la relación 25:

$$r_{h,w} = \frac{D_h}{2} \quad (25)$$

Donde:

$D_h$ : Diámetro hidráulico de la mecha, [m].

Se calcula el diámetro hidráulico con la expresión 26:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (26)$$

Donde:

A: Área de flujo cruzado, [m<sup>2</sup>].

P: Perímetro mojado, [m].

#### 2.2.3.4. Límite capilar

El más relevante de los valores a usarse en los cálculos y delineación de los tubos de calor [33], se calcula a partir de la ecuación 27:

$$q_c = \frac{\rho_l \cdot \gamma_l \cdot \lambda \cdot A_w \cdot K}{\mu_l \cdot L_{eff}} \cdot \left( \frac{2}{r_{c,e}} - \frac{\rho_l}{\gamma_l} \cdot g \cdot L \cdot \sin \Psi \right) \quad (27)$$

Donde:

$q_c$ : Límite capilar, [W].

K: Permeabilidad de la mecha capilar, [m<sup>2</sup>].

$g$ : Fuerza gravitatoria, [m/s<sup>2</sup>].

L: Longitud total del tubo, [m].

El límite de permeabilidad de la mecha de pantalla envuelta K se determina en base a las propiedades de la estructura capilar a utilizarse en el interior del tubo de calor como muestra la relación 28:

$$K = \frac{d_w^2 \cdot \varepsilon^3}{122 - (1 - \varepsilon)^2} \quad (28)$$

Donde:

$d_w$ : Diámetro del alambre de la mecha, [m].

$\varepsilon$ : Porosidad de la mecha, [Adimensional].

Entonces se determina la porosidad de la mecha a través de la expresión 29:

$$\varepsilon = 1 - \frac{1.05 \cdot \pi \cdot N \cdot d_w}{4} \quad (29)$$

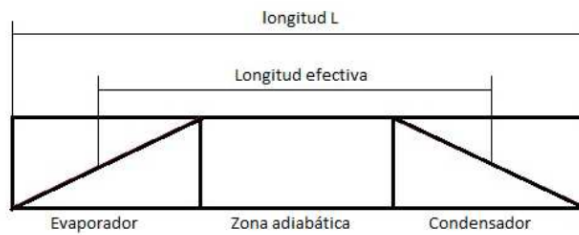
Donde:

N: Número de mesh o malla, [m<sup>-1</sup>].

Para el cálculo de la longitud efectiva se realiza un promedio con las dimensiones de cada una de las secciones del tubo de calor como indica la ecuación 30:

$$L_{eff} = \frac{L_e}{2} + L_a + \frac{L_c}{2} \quad (30)$$

El diagrama mostrado en la figura 9 presenta la zona en la que actúa la longitud efectiva.



**Figura 9.** Esquema de las secciones presentes en los tubos de calor [34].

### 2.2.3.5. Límite por ebullición

La capacidad de resistencia del fluido de trabajo al exponerse a la temperatura más alta de operación o sobrecalentamiento [33], es valorada por este límite y se define mediante la fórmula 31:

$$q_e = \frac{4 \cdot \pi \cdot L_e \cdot k_{eff} \cdot T_v \cdot \gamma_l}{h_{fg} \cdot \rho_v \cdot \ln\left(\frac{r_{p,int}}{r_v}\right)} \cdot \left(\frac{1}{r_n} - \frac{1}{r_{c,e}}\right) \quad (31)$$

Donde:

$q_e$  : Límite por ebullición, [W].

$r_{p,int}$ : Radio de pared interior, [m].

$k_{eff}$  : Conductividad térmica efectiva, [W/m·K].

$T_v$ : Temperatura del vapor, [K].

$r_n$  : Radio de la cavidad de nucleación del fluido de trabajo, [m].

$r_{c,e}$ : Radio capilar, [m].

Se define el radio capilar a partir de la malla a utilizarse según la relación 32:

$$r_{c,e} = \frac{1}{2N} \quad (32)$$

La conductividad térmica efectiva se determina relacionando las conductividades térmicas del fluido de trabajo y el material del tubo de calor de acuerdo con la expresión 33:

$$k_{eff} = \frac{k_l[(k_l+k_w)-(1-\varepsilon)(k_l-k_w)]}{(k_l+k_w)+(1-\varepsilon)(k_l-k_w)} \quad (33)$$

Donde:

$k_l$  : Conductividad térmica del fluido de trabajo, [W/m·K].

$k_w$ : Conductividad térmica del material del contenedor, [W/m·K].

#### 2.2.4. Caídas de presión

El diseño de los tubos de calor y su correcto desempeño se complementa con el cumplimiento de la condición 34:

$$\Delta P_{cmax} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_{normal} + \Delta P_{axial} \quad (34)$$

Donde:

$\Delta P_{cmax}$ : Variación máxima de presión capilar, [Pa].

$\Delta P_l$ : Variación de presión del líquido, [Pa].

$\Delta P_v$ : Variación de presión del vapor, [Pa].

$\Delta P_{norm}$ : Variación de presión normal, [Pa].

$\Delta P_{axial}$ : Variación de presión normal, [Pa].

#### 2.2.4.1. Variación de presión capilar

La variación de la presión capilar se determina mediante la relación de la tensión superficial del fluido de trabajo y el radio capilar como muestra la relación 35:

$$\Delta P_{cmax} = \frac{2 \cdot \gamma}{r_{c,e}} \quad (35)$$

#### 2.2.4.2. Variación de presión del vapor

Lee [19], menciona que la diferencia (o caída) de presión en la fase de vapor es generalmente mucho menor que la de la fase líquida, haciendo uso de la aproximación unidimensional a la ecuación de impulso, se obtiene la expresión 36, la misma que es usada ampliamente para determinar la diferencia de presión de vapor.

$$\Delta P_v = \frac{C(f_v Re_v) \cdot \mu_v}{2 \cdot r_v^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} \cdot L_{eff} \cdot q \quad (36)$$

Donde:

$f_v$ : Factor de fricción del vapor, [Adimensional].

$Re_v$ : Número de Reynolds del vapor, [Adimensional]

$q$ : Tasa de transferencia de calor o límite capilar, [W].

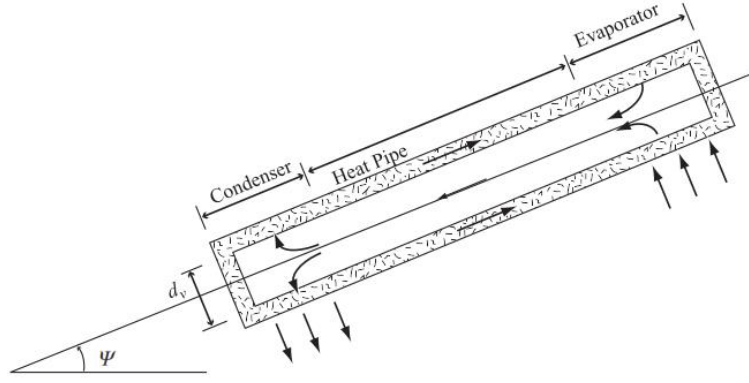
#### 2.2.4.3. Variación de presión del líquido

Dentro de la estructura la caída de presión del líquido es resultado de las fuerzas viscosas por lo que esta caída de presión se obtiene de acuerdo a la ecuación 37:

$$\Delta P_l = \left( \frac{\mu_l}{K \cdot A_w \cdot \lambda \cdot \rho_l} \right) \cdot L_{eff} \cdot q \quad (37)$$

#### 2.2.4.4. Variación de presión normal

La caída de presión normal es el resultado es el resultado de la fuerza del cuerpo actuando perpendicularmente al eje longitudinal del tubo de calor [19], en la figura 10 se observa cómo se determina el ángulo de orientación del tubo.



**Figura 10.** Ángulo de disposición del tubo de calor respecto al eje horizontal [19].

De acuerdo con esto la presión normal se determina con la fórmula 38:

$$\Delta P_{norm} = \rho_l \cdot g \cdot d_v \cdot \cos \Psi \quad (38)$$

Donde:

$d_v$ : Diámetro de sección de vapor, [m].

$\Psi$ : Ángulo formado entre la horizontal y el tubo de calor, [°].

#### 2.2.4.5. Variación de presión axial

La fuerza que se encuentra actuando a lo largo del eje axial resulta en una caída de presión axial según la expresión 39:

$$\Delta P_{axial} = \rho_l \cdot g \cdot L \cdot \sin \Psi \quad (39)$$

El flujo másico se puede determinar mediante la relación del calor que se puede transportar y la entalpía de vaporización a partir de la fórmula 40:

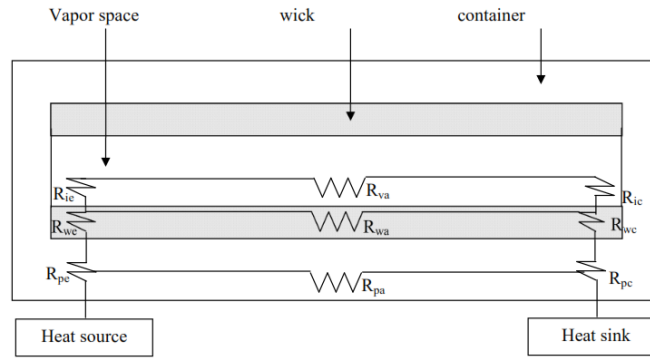
$$q = \dot{m} \cdot h_{fg} \quad (40)$$

Dónde:

$\dot{m}$ : Flujo másico, [kg/s].

#### 2.2.5. Resistencias térmicas en los tubos de calor

Con la finalidad de determinar la capacidad de transportar calor de una tubería de calor, se debe hallar la resistencia térmica efectiva del mismo. Esto se logra al analizar las resistencias que se encuentran a través del tubo de calor. Una forma de facilitar este cálculo es realizar una analogía con circuitos eléctricos como se muestra en la figura 11.



**Figura 11.** Diagrama de resistencias térmicas a través del tubo de calor [36].

### 2.2.5.1. Resistencia térmica global o efectiva

La resistencia térmica global puede ser aproximada sumando las resistencias que lo componen, reconociendo aquellas que se encuentran en serie o en paralelo, de esta manera se cumple con la expresión 41:

$$R_{eff} = R_{pe} + R_{we} + R_{ie} + R_{equiv,adiab} + R_{ic} + R_{wc} + R_{pc} \quad (41)$$

Donde:

$R_{eff}$ : Resistencia térmica efectiva, [K/W].

$R_{pe}$ : Resistencia de conducción de la pared del tubo de calor en el evaporador, [K/W].

$R_{we}$ : Resistencia de la combinación líquido-mecha en el evaporador, [K/W].

$R_{ie}$ : Resistencia de la interfaz líquido-vapor en el evaporador, [K/W].

$R_{equiv, adiab}$ : Resistencia equivalente en la zona adiabática, [K/W].

$R_{ic}$ : Resistencia de la interfaz líquido-vapor en el condensador, [K/W].

$R_{wc}$ : Resistencia de la combinación líquido-mecha en el condensador, [K/W].

$R_{pc}$ : Resistencia de conducción de la pared del tubo de calor en el condensador, [K/W].

Para las resistencias  $R_{pe}$  y  $R_{pc}$  se realiza un análisis por conducción, ya que estas son las que causan las paredes del contenedor, para un tubo de calor cilíndrico se obtienen con las fórmulas 42 y 43:

$$R_{pe} = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_e \cdot k_p} \quad (42)$$

$$R_{pc} = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot k_p} \quad (43)$$



Donde:

$k_p$ : Conductividad térmica del material del contenedor, [W/m°K].

$R_{we}$  y  $R_{wc}$  corresponden a las resistencias que atraviesan la estructura capilar por lo que se realiza un estudio por conducción, el cual se determina con las expresiones 44 y 45:

$$R_{we} = \frac{\ln\left(\frac{d_i}{d_v}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_e \cdot k_{eff}} \quad (44)$$

$$R_{wc} = \frac{\ln\left(\frac{d_i}{d_v}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot k_{eff}} \quad (45)$$

Se pueden considerar despreciables a las resistencias  $R_{i,e}$  y  $R_{i,c}$  debido a que su valor es mucho menor con relación a otras resistencias, esto debido a que estas se producen en los proceso de vaporización y condensación del fluido de trabajo [19].

$R_{equiv, adiab}$ , corresponde a la solución de las resistencias ubicadas de manera paralela en la zona adiabática del contenedor y se calcula con la relación 46:

$$R_{equiv, adiab} = \frac{1}{\frac{1}{R_{va}} + \frac{1}{R_{pa}} + \frac{1}{R_{wa}}} \quad (46)$$

Donde:

$R_{va}$ : Resistencia térmica axial del vapor en la zona adiabática, [K/W].

$R_{pa}$ : Resistencia térmica axial de la pared en la zona adiabática, [K/W].

$R_{wa}$ : Resistencia térmica axial de la mecha capilar en la zona adiabática, [K/W].

Tomando en cuenta la analogía de resistencias térmicas de los tubos de calor, como circuitos eléctricos, según menciona [19], los circuitos en serie con resistencias con valores pequeños pueden tratarse como cortocircuitos y a su vez las resistencias en paralelo con valores elevados pueden considerarse como circuitos abiertos, bajo estas condiciones estas resistencias se las puede considerar despreciables, la tabla 3 proporciona estos rangos comparativos.

**Tabla 3.** Comparación de rangos para resistencias de tubos de calor [33].

Resistencia	°C/W
$R_{p,e}$ y $R_{p,c}$	$10^{-1}$
$R_{w,e}$ y $R_{w,c}$	$10^{+1}$
$R_{i,e}$ y $R_{i,c}$	$10^{-5}$
$R_{v,a}$	$10^{-8}$
$R_{p,a}$	$10^{+2}$
$R_{w,a}$	$10^{+4}$

Por lo tanto, en comparación con los valores presentados en la tabla 3, en el circuito en serie se pueden despreciar las resistencias  $R_{i,e}$ ,  $R_{i,c}$  y  $R_{v,a}$  por sus pequeños valores, a su vez en el circuito en paralelo se puede simplificar las resistencias  $R_{p,a}$  y  $R_{w,a}$ , debido a sus elevados valores; entonces la resistencia total para el tubo de calor queda reducida a la ecuación 47:

$$R_{eff} = R_{p,e} + R_{w,e} + R_{w,c} + R_{p,c} \quad (47)$$

El calor transferido en el tubo de calor se determina con la fórmula 48:

$$q = \frac{T_c - T_e}{R_{eff}} \quad (48)$$

Donde:

$T_e$ : Temperatura en el evaporador, [K].

$T_c$ : Temperatura en el condensador, [K].

#### 2.2.6. Flujo de calor máximo

Se refiere a la entrada de calor durante el arranque, es decir el calor necesario para evitar el secado de la estructura capilar. La ecuación 49 proporciona un método de cálculo para este flujo.

$$q_{max} = 0.4 \cdot \pi \cdot r_{c,e}^2 \cdot 0.73 \cdot \lambda \cdot (P_v \cdot \rho_v)^{\frac{1}{2}} \quad (49)$$

Donde:

$Q_{max}$ : Flujo de calor máximo, [W/m<sup>2</sup>].

Finalmente, la máxima cantidad de masa se determina con la relación 50:

$$\dot{m}_{max} = \left( \frac{\rho_l \cdot K \cdot A_w}{\mu_l \cdot L} \right) \left( \frac{2 \cdot \gamma}{r_{c,e}} - \rho_l \cdot g \cdot L \cdot \sin \Psi \right) \quad (50)$$

Para determinar el número de tubos a usar, se calcula si la cantidad de masa necesaria para la aplicación sobrepasa la capacidad de un solo tubo, se obtiene el número de éstos por medio de un arreglo matricial, utilizando la expresión 51:

$$N^{\circ}_{tubos} = \frac{\dot{m}_{max}}{\dot{m}_{tubo}} \quad (51)$$

Donde:

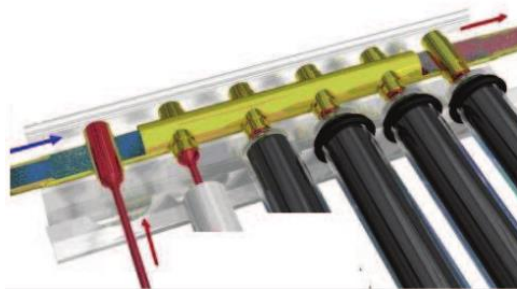
$\dot{m}_{tubo}$ : Flujo másico del tubo, [kg/s].

### 2.3. Intercambiador de calor

El dispositivo para intercambiar energía térmica entre dos o más fluidos que están a diferentes temperaturas, uno comparativamente frío y otro comparativamente caliente se denomina intercambiador de calor. Normalmente se clasifican de acuerdo con el arreglo o disposición del flujo y el equipo de construcción. Camacho y Cárdenas [33], determinan esta clasificación según se muestra:

- Según su operación.
- Según su construcción.
- Según el número de pasos.

La configuración del sistema a diseñar es presentada por la figura 12 donde se corrobora que el fluido frío es perpendicular al fluido caliente.



**Figura 12.** Tubos de calor en interacción con el intercambiador de calor [33].

Esta configuración resulta muy fiable al momento de transferir calor, y también es de fácil instalación y mantenimiento.

### 2.3.1. Coeficiente total de transferencia de calor

Para intercambiadores de calor tubulares el coeficiente global de transporte de calor puede ser determinado a través de la fórmula 53:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (53)$$

Donde:

i , o : Subíndices referentes a la superficie interna y externa del tubo

U: Temperatura de salida del tubo de calor, [K].

A: Área de transferencia de calor, [m<sup>2</sup>].

L: Longitud de la tubería, [m].

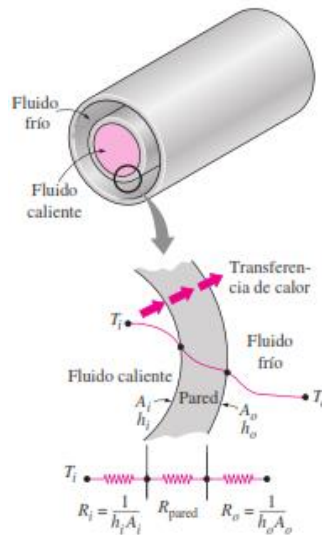
D: Diámetro de los tubos, [m].

R: Resistencia térmica total, [K/W].

h: Coeficiente de transferencia de calor por convección, [K].

k: Conductividad térmica de la tubería, [K].

Como se observa en la figura 13, al igual que en la placa colectora y el tubo de calor las resistencias térmicas de un intercambiador de calor de tubo doble pueden ser expresadas de forma análoga a un circuito eléctrico.



**Figura 13.** Resistencias térmicas asociadas a un intercambiador de calor de tubo doble [7].

### 2.3.2. Análisis del intercambiador de calor

Determinar la razón de capacidad calorífica, es propicio en este tipo de intercambiadores de calor, la cuál es el producto de combinar el flujo másico y el calor específico de un fluido [7], definida tanto para el fluido frío y caliente según la expresión 54:

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} \quad \text{y} \quad C_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \quad (54)$$

Donde:

h, c: Subíndices referentes al fluido caliente y frío respectivamente.

C: Razón de capacidad calórica, [W/K].

$C_p$ : Capacidad calorífica a presión constante, [J/kg·K].

Por tanto, para los fluidos en un intercambiador de calor la tasa con la que transfiere calor se puede determinar de acuerdo con las ecuaciones 55 y 56:

$$\dot{Q}_c = C_c \cdot (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (55)$$

$$\dot{Q}_h = C_h \cdot (T_{h,sal} - T_{h,ent}) \quad (56)$$

Donde:

$\dot{Q}$ : Tasa de transferencia de calor, [W].

#### 2.3.2.1. Análisis por diferencia de temperatura media logarítmica

Se puede presentar una expresión análoga para el cálculo de la tasa de transmisión de calor en un intercambiador partiendo de la Ley de Newton de enfriamiento [7], como muestra la fórmula 57:

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml} \quad (57)$$

Donde:

$A_s$ : Área superficial, [m<sup>2</sup>].

$\Delta T_{ml}$ : Diferencia media logarítmica, [°K].

El valor promedio de las diferencias de temperaturas o diferencia media logarítmica se determina con la relación 58:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (58)$$

Donde:

$\Delta T_1$ : Variación en la temperatura del fluido frío, [°K].

$\Delta T_2$ : Variación en la del fluido caliente, [°K].

### 2.3.3. Eficiencia del intercambiador de calor

Un intercambiador de calor muestra su eficiencia relacionando la razón de calor proveniente de la fuente caliente con la razón de calor de la fuente fría como muestra la expresión 59:

$$\eta_{int} = \frac{\dot{Q}_{max}}{\dot{Q}} \quad (59)$$

Donde:

$\eta_{int}$ : Eficiencia del intercambiador de calor, [adimensional].

## 2.4. Conclusiones del capítulo

La investigación de cada una de las fórmulas descritas en este capítulo se realiza de acuerdo con cada uno de los componentes principales del calentador de agua de uso sanitario, como lo son el colector solar, los tubos de calor y el intercambiador de calor. Gracias al estudio de estas se logra obtener una idea más clara de cómo influye cada uno de los componentes en el funcionamiento de este dispositivo, así como las propiedades físicas y termodinámicas inherentes a cada fase de funcionamiento de dicho sistema.

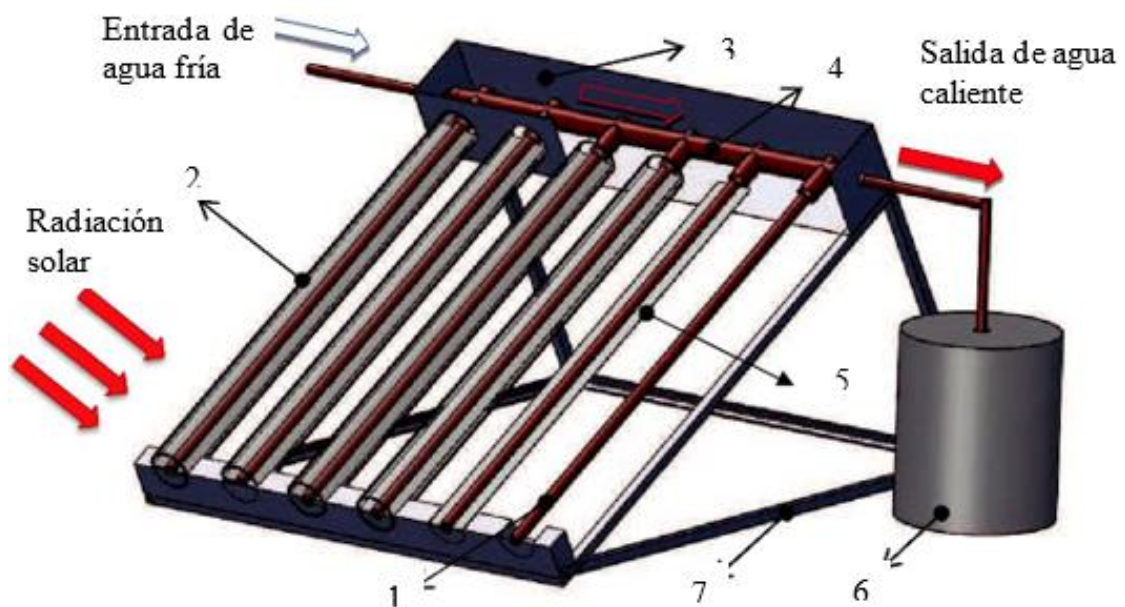
A través de la formulación mostrada en el presente apartado se puede llegar a obtener los valores que son de suma importancia para el diseño del dispositivo y así garantizar la operación exitosa del mismo.

### CAPÍTULO 3

#### ANÁLISIS DEL DISEÑO PARA EL CALENTADOR DE AGUA ASISTIDO POR TUBOS DE CALOR

En el presente apartado se adoptará la formulación que se expone en la sección anterior, a fin de realizar un análisis a través de los cálculos relevantes sobre el estado del sistema de calentamiento de agua asistido por tubos de calor, así comprobar los resultados obtenidos para una apreciación de su fiabilidad.

Es importante identificar las características de funcionamiento después de escoger los sistemas que serán parte de este dispositivo. Con las generalidades expuestas del prototipo, la figura 14 muestra un esquema con sus elementos constitutivos.



**Figura 14.** Prototipo esquemático del calentador de agua con tuberías de calor [33].

Donde:

1. Tuberías de calor
2. Cubierta protectora
3. Intercambiador de calor
4. Cabezal de agua fría y caliente
5. Placa colectora
6. Tanque de almacenaje
7. Estructura de soporte

### 3. Diseño del prototipo y elementos que lo conforman

El modelo de calentador solar con tubos de calor que se va a diseñar consta de tres sistemas principales que son los que ayudarán al propósito del calentamiento de agua: colector solar, tuberías de calor e intercambiador de calor [33].

#### 3.1. Colector de radiación solar

Con la finalidad de lograr el objetivo del prototipo que es suministrar agua caliente a través de la utilización de energía solar, se procura utilizar un sistema que capte la mayoría de la radiación que proporciona el sol. Dicho esto, se propone la utilización de un colector para absorber radiación por medio de una placa de metal que además está cubierto por un material de protección, la misma que cumple la función de proteger a los tubos de calor y a su vez crea un efecto invernadero el cual ayuda a disminuir las pérdidas de calor en cada configuración del sistema.

##### 3.1.1. Capacidad del colector

El prototipo tendrá una capacidad de almacenamiento de 12 litros/hora que se estima para cubrir las necesidades de agua de sanitaria en un hogar pequeño.

##### 3.1.2. Determinación del valor de radiación solar

El prototipo será diseñado para la ciudad de Quito, específicamente para el sector de Pomasqui, el cual esta aproximadamente a una altura de 2800 msnm y los componentes a utilizar deben soportar las características de la ubicación como se muestra en la tabla 4, en base a la información obtenida del Instituto Nacional de Metrología e Hidrología (INAMHI).

**Tabla 4.** Rangos de radiación global media en Quito [37].

	BELISARIO	CARAPUNGO	COTOCOLLA	EL CAMAL	GUAMANI	LOS CHILLOS	SAN ANTONIO	TUMBACO
	RS	RS	RS	RS	RS	RS	RS	RS
Promedio	189,91	224,24	226,40	201,76	190,53	211,20	246,52	221,82
Máximo (8:00/15:00)	820,79	793,56	806,99	774,17	756,33	800,05	730,91	753,90
Mínimo (8:00/15:00)	104,33	118,66	160,21	22,57	12,65	83,60	141,31	159,27

Se conoce que en promedio la radiación global se encuentra en 600 W-h/(m<sup>2</sup>·dia).



### 3.1.2.1. Radiación solar diaria

Con la información del INAMHI se estima un periodo de intensidad de sol aproximado entre las ocho de la mañana y las tres de la tarde, se aprovecharía hasta  $600 \text{ W/m}^2$ , de radiación solar diaria, con estos datos se verá cuanta energía almacena el panel colector.

## 3.2. Componentes del colector de radiación

El óptimo desempeño del colector de radiación se fundamenta en los materiales de cada uno de los componentes, debido a que este se encontrará ubicado en espacios abiertos y expuestos a radiación se recomienda utilizar para la cubierta un material transparente, resistente a posibles impactos y que sea un buen conductor térmico, mientras que la placa colectora debe ser un material que garantiza una máxima absorptividad.

### 3.2.1. Cubierta protectora

La mayoría de las pérdidas por radiación, convención y conducción; están dadas por la energía térmica derivada de la conversión de energía que recibirá del sol; en función a estos parámetros se deberá utilizar un cobertor transparente de poco grosor que cumpla doble función y pueda ofrecer protección a los tubos de calor.

Los colectores solares con diferente cubierta se pueden clasificar por medio de los niveles de temperatura, como se detalla en la tabla 5:

**Tabla 5.** Parámetros característicos para colectores solares con tubos de calor [7].

TIPO DE COLECTOR	RANGO T (°C)	$\eta_0$	$U_L$ ( $\text{W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$ )
Sin Cubierta	10-40	0.9	7
Cubierta simple	10-60	0.8	5
Cubierta doble	10-80	0.65	5
Superficie	10-80	0.8	-
<b>Tubos de vacío</b>	<b>10-130</b>	<b>0.70</b>	<b>2</b>

En base a la tabla anteriormente descrita, en base a los coeficientes globales de pérdidas de calor se selecciona el colector de tubos de vacío, ya que en comparación a los otros muestra un nivel de perdidas relativamente bajo.

Considerando costos y gastos de este dispositivo colector de calor, está cubierta debe presentar un alto soporte a la intemperie, transktividad y de costos accesibles.

La especificación de los materiales se detalla en el anexo 1.

### 3.2.2. Placa colectora

La configuración de la placa mostrada en la figura 7, en cada tubería de calor absorberá la mayor cantidad de radiación emitida por el sol de esta manera logrará evaporar el líquido que está dentro de los tubos de calor.

#### 3.2.2.1. Absorción de calor en la placa

Estudios realizados por Camacho y Cárdenas [33], muestran que al exponer una placa de aluminio directamente al sol, se verá las pérdidas de calor, midiendo la temperatura de esta en un periodo de 60 minutos se registra 60 °C. La tabla 6 proporciona los datos de entrada para el cálculo del calor absorbido por la placa. Se incluye en este proceso para un mismo intervalo de tiempo las medidas de temperatura del ambiente y la cubierta.

**Tabla 6.** Valores iniciales para el cálculo de las pérdidas del colector [33].

PARÁMETRO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Temperatura de la placa	$T_{placa}$	60	°C
Temperatura del ambiente	$T_a$	20	°C
Temperatura de la cubierta	$T_{cub}$	35	°C
Transmisividad de la cubierta	$\tau$	0,91	-
Absortividad de la placa	$\alpha$	0,9	-
Coeficiente de conducción cubierta (acrílico)	$k_{cub}$	0,19	W/m·K
Coeficiente conducción placa (Aluminio)	$k_{placa}$	209	W/m·K
Coeficiente conducción aislante (poliuretano)	$k_{aislante}$	0,028	W/m·K
Flujo de calor incidente	$Q_i$	600	W/m <sup>2</sup>
Espesor de la cubierta	$e_{cub}$	0,003	m
Espesor de la placa	$e_{placa}$	0,001	m
Espesor del aislante	$e_{aisl}$	0,036175	m

### 3.2.2.2. Coeficiente de convección aire (a 20 °C)

El fenómeno que responde al aire que fluye sobre la cubierta del colector se da a una convección natural, por lo cual es necesario determinar las propiedades termodinámicas del aire como muestra la tabla 7, según datos del anexo 2, y a temperatura de película.

$$T_p = \frac{T_{cub} + T_a}{2}$$

$$T_p = \frac{35 + 20}{2}$$

$$T_p = 27.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**Tabla 7.** Propiedades termodinámicas del aire a temperatura de película 27.5°C.

Nombre	Símbolo	Valor	Unidad
Número de Prandtl	Pr	0.7289	-
Viscosidad cinemática	$\nu$	1.6E-05	m <sup>2</sup> /s
Coeficiente de expansión volumétrica	$\beta$	3.32E-03	1/K

El coeficiente de convección natural se determina inicialmente calculando el número de Grashof de acuerdo con la ecuación (15).

$$Gr_D = \frac{g \cos \Psi \beta (T_s - T_\infty) D^3}{\nu^2}$$

$$Gr_D = \frac{9.81 \cdot \cos 30 \cdot 3.32 \times 10^{-3} \cdot (35 - 20) \cdot 0.08^3}{(1.6 \times 10^{-5})^2}$$

$$Gr_D = 846173.63$$

El siguiente paso es encontrar el número de Rayleigh a partir del apartado anterior y el número de Prandtl según la expresión (14).

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr$$

$$Ra_D = 846173.63 \cdot 0.7289$$

$$Ra_D = 616775.23$$

Los parámetros antes calculados sirven para la obtención del número de Nusselt mediante la fórmula (13).

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \cdot (616775.23)^{1/6}}{[1 + (0.559/0.7289)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 12.78$$

EL coeficiente de convección natural del puede ser despejado a partir de la expresión básica de Nusselt como muestra la relación (12).

$$h_a = \frac{k_{cub}}{D} Nu$$

$$h_a = \frac{0.19}{0.08} \cdot 12.78$$

$$h_a = 30.35 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### 3.2.2.3. Resistencia convección cubierta – aire

Las mayores resistencias se encuentran en la tubería de calor en la entrada del contenedor y salida del mismo y están determinadas por la expresión y se determinan con la expresión (8).

$$R_{h,1} = \frac{1}{h_a}$$

$$R_{h,1} = \frac{1}{33.297 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

$$R_{h,1} = 0.032 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

### 3.2.2.4. Resistencia conducción cubierta

Estas resistencias intervienen en el transporte de calor por convección se calculan mediante la ecuación (9) y relacionan el espesor y la conductividad térmica de la cubierta.

$$R_{c,2} = \frac{e_{cub}}{k_{cub}}$$

$$R_{c,2} = \frac{0.003 \text{ m}}{0.19 \frac{W}{m \cdot K}}$$

$$R_{c,2} = 0.015 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

### 3.2.2.5. Resistencia convección placa – aire

Son resistencias que se presentan durante la ebullición del fluido las mismas se determinan con la ecuación (10).

$$R_{h,3} = \frac{1}{h_a}$$

$$R_{h,3} = \frac{1}{14.648 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

$$R_{h,3} = 0.065 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

### 3.2.2.6. Resistencia conducción placa

Estas resistencias son la relación entre la conductividad térmica y grosor de la placa se calculan mediante la ecuación (11), y muestran una transferencia de calor por convección.

$$R_{c,4} = \frac{e_{placa}}{k_{placa}}$$

$$R_{c,4} = \frac{0.001 m}{209 \frac{W}{m \cdot K}}$$

$$R_{c,4} = 5 \times 10^{-6} \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

### 3.2.2.7. Coeficiente de pérdida de calor en la parte superior

El factor de pérdida a través de la parte superior del colector solar se lo define con la expresión (7).

$$U_{pérdida superior} = \frac{1}{R_{h,1} + R_{c,2} + R_{h,3} + R_{c,4}}$$

$$U_{pérdida superior} = \frac{1}{0.032 + 0.015 + 0.065 + 5 \times 10^{-6}}$$

$$U_{pérdida superior} = 8.92 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 3.2.2.8. Coeficiente de pérdidas de calor en la parte inferior

El factor de pérdida a través la parte inferior del colector solar se lo calcula de acuerdo con la ecuación (6).

$$U_{p\acute{e}rdida\ inferior} = \frac{k_a}{e_a}$$

$$U_{p\acute{e}rdida\ inferior} = \frac{0.028 \frac{W}{m \cdot K}}{0.036175\ m}$$

$$U_{p\acute{e}rdida\ inferior} = 0.77 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 3.2.2.9. Coeficiente total de pérdidas

La pérdida total del colector solar se calcula mediante la fórmula (5), la cual representa una suma de las expresiones anteriores.

$$U_{p\acute{e}rdida\ total} = U_{p\acute{e}rdida\ superior} + U_{p\acute{e}rdida\ inferior}$$

$$U_{p\acute{e}rdida\ total} = 8.92 \frac{W}{m^2 \cdot K} + 0.77 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_{p\acute{e}rdida\ total} = 9.69 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 3.2.2.10. Calor perdido en la placa

El calor perdido por la placa durante la transferencia de calor se determina con la expresión (4).

$$Q_{p\acute{e}rdido} = U_{p\acute{e}rdida\ total} (T_{placa} - T_a)$$

$$Q_{p\acute{e}rdido} = 9.69 \frac{W}{m^2 \cdot K} (60 - 20)K$$

$$Q_{p\acute{e}rdido} = 387.92 \frac{W}{m^2}$$

### 3.2.2.11. Calor absorbido por la placa

La ecuación (2) permite calcular el calor absorbido por la placa.

$$Q_{absorbido} = (\tau \cdot \alpha) \cdot Q_i$$

$$Q_{absorbido} = (0.91 \cdot 0.9) \cdot 600 \frac{W}{m^2}$$

$$Q_{absorbido} = 491.4 \frac{W}{m^2}$$

### 3.2.2.12. Balance energético:

Con los valores obtenidos anteriormente se plantea un balance energético para calcular el calor útil presente en la placa, el mismo que se determina mediante la expresión (1).

$$Q_{\text{útil}} = Q_{absorbido} - Q_{p\acute{e}rdido}$$

$$Q_{\text{útil}} = 491.4 \frac{W}{m^2} - 387.92 \frac{W}{m^2}$$

$$Q_{\text{útil}} = 103.48 \frac{W}{m^2}$$

### 3.2.2.13. Eficiencia térmica del colector:

Finalmente se obtiene mediante la relación del calor útil y el calor incidente la eficiencia que presenta el colector solar, y se calcula con la ecuación (14).

$$\eta = \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_i}$$

$$\eta = \frac{103.48 \frac{W}{m^2}}{600 \frac{W}{m^2}}$$

$$\eta = 17.24 \%$$

La tabla 8 muestra un resumen de los resultados obtenidos.

**Tabla 8.** Resultados obtenidos en el cálculo del colector solar

RESULTADOS OBTENIDOS	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Coeficiente de convección aire (a 20 °C)	$h_a$	33.297	W/m <sup>2</sup> ·K
Resistencia convección cubierta -aire	$R_{h,1}$	0.030	m <sup>2</sup> ·K/W
Resistencia conducción cubierta	$R_{c,2}$	0.015	m <sup>2</sup> ·K/W
Resistencia convección placa - aire	$R_{h,3}$	0.060	m <sup>2</sup> ·K/W
Resistencia conducción placa	$R_{c,4}$	3x10 <sup>-6</sup>	m <sup>2</sup> ·K/W
Coeficiente de pérdidas en la parte superior	$U_{pérdida superior}$	9.52	W/m <sup>2</sup> ·K
Coeficiente de pérdidas en la parte inferior	$U_{pérdida inferior}$	0.77	W/m <sup>2</sup> ·K
Coeficiente total de pérdidas	$U_{pérdida total}$	10.29	W/m <sup>2</sup> ·K
Calor perdido en la placa	$Q_{perdido}$	411.6	W/m <sup>2</sup>
Calor absorbido por la placa	$Q_{absorbido}$	491.4	W/m <sup>2</sup>
Calor útil	$Q_{útil}$	79.8	W/m <sup>2</sup>
Eficiencia	$\eta$	17.24	%

### 3.3. Diseño de tuberías de calor

El diseño de las tuberías de calor requiere cierto procedimiento, detallado a continuación:

- Se debe considerar propiedades como; manipulación, pureza, humectación, temperatura de trabajo y presión de trabajo.
- Reconocer los tipos de mechas a utilizarse, tanto como su clasificación y accesibilidad en el mercado.
- Determinar las resistencias radiales al flujo de calor.
- Estudiar las propiedades de la tubería de calor que incluye el balance final de la presión en la tubería de calor para que se determine si para la operación, cumple con el principio básico del balance de presiones.

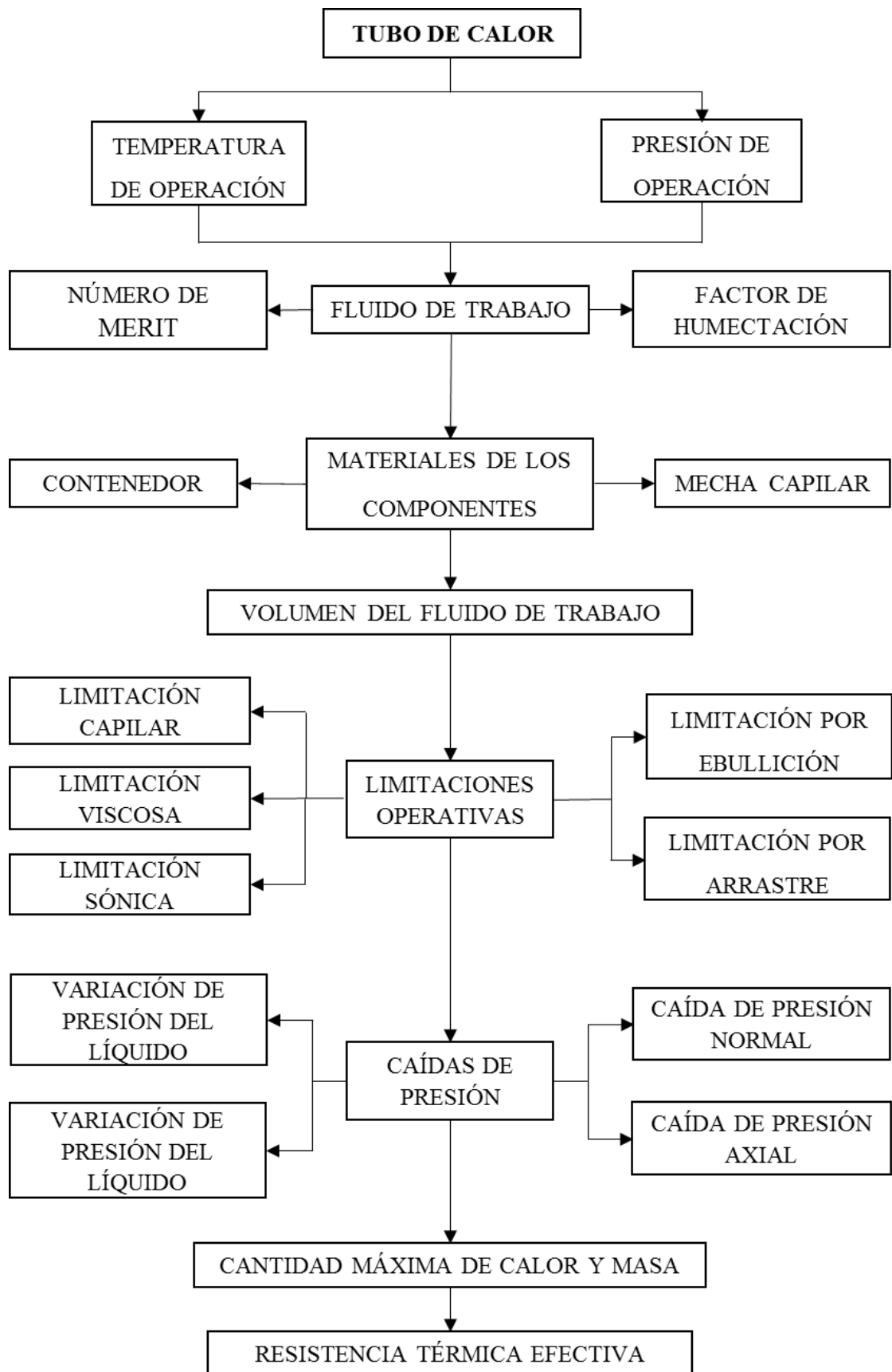


Los tubos de calor en un principio se pueden suponer como dispositivos simples haciendo referencia a sus componentes, pero es de mucha importancia el comprender las relaciones que tienen estos con los procesos que ocurren en la parte interna del tubo. Para esto se puede recurrir a un análisis funcional como se muestra en la tabla 9, relacionando cada uno de los componentes con los flujos que interactúan con estos, obteniendo así una idea más clara acerca de las propiedades inmersas en cada una de las fases y los componentes del tubo.

**Tabla 9.** Síntesis funcional de componentes en tubos de calor.

<b>Componente</b>	<b>Funciones</b>	<b>Propiedades relacionadas</b>
Contenedor	Recibir calor	Resistencia química al medio de la fuente y sumidero de calor
	Conducir calor	Alta conductividad térmica
	Contener vapor	Resistencia a presiones de operación
	Almacenar líquido	
	Conceder calor	
Malla	Llevar líquido	Capilaridad
	Trasladar calor	Permeabilidad
	Contener líquido	Mojabilidad
Fluido	Vaporizar líquido	Calor latente de evaporización elevado
	Transportar vapor	Viscosidad del líquido baja
	Contener vapor	Alta tensión superficial

Una vez conocida la síntesis funcional las tuberías de calor se diseñan acorde a la secuencia mostrada a continuación:



### 3.3.1. Determinación del fluido de trabajo

En los colectores solares los límites de temperatura se encuentran entre 80 °C y 100 °C. Para encontrar el fluido adecuado para este sistema se consideran factores como; humectación, manipulación, pureza, temperatura de operación, presión de trabajo y accesibilidad en el mercado. El metanol, etanol y agua son los fluidos idóneos para ser utilizados.

#### 3.3.1.1. Número de Merit

Es un factor determinante para el comportamiento del fluido en la aplicación requerida, ya que este relaciona propiedades físicas importantes del fluido a evaluar, este se puede determinar según muestra la expresión (18). Para el presente sistema se plantea la utilización de refrigerante R 134a con una temperatura de operación de 20 °C, por lo que se evalúa el número de Merit a partir de las propiedades tomadas del anexo 3, del fluido mencionado.

$$Me = \frac{\rho_l \cdot \gamma_l \cdot \lambda}{\mu_l}$$
$$Me = \frac{1226 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.00876 \frac{N}{m} \cdot 182300 \frac{J}{kg}}{2.142 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}}$$
$$Me = 9.14 \times 10^9 \frac{W}{m^2}$$

Con el fin de presentar datos comparativos se muestra la tabla 10 con resultados de evaluaciones realizadas a determinados fluidos que podrían ser utilizados.

**Tabla 10.** Número de Merit de determinados fluidos evaluados a 20 °C.

FLUIDO	NÚMERO DE MERIT (W/m <sup>2</sup> )
Agua	1.77E+11
Etanol	1.69E+10
Metanol	8.02E+07

#### 3.3.1.2. Factor de humectación

De igual manera se considera el factor de humectación debido a que este determina la eficiencia de transporte del fluido por la mecha, esto mediante la relación (19).

$$Fh = \frac{\gamma_l}{\rho_l}$$

$$Fh = \frac{0.00876 \frac{N}{m}}{1226 \frac{kg}{m^3}}$$

$$Fh = 7 \times 10^{-6} \frac{m^3}{s^2}$$

La tabla 11 muestra valores referenciales del factor de humectación para los fluidos llamados idóneos evaluados a una temperatura de 20 °C.

**Tabla 11.** Factor de humectación de determinados fluidos evaluados a 20 °C

FLUIDO	FACTOR DE HUMECTACIÓN (m <sup>3</sup> /s <sup>2</sup> )
Agua	7.3E-05
Etanol	3.2E-05
Metanol	2.9E-05

Según los datos proporcionados por las tablas 10 y 11, se puede observar que el número de Merit y factor de humectación más alto es el del agua, de acuerdo con esto este sería el fluido más idóneo a emplearse, sin embargo, se selecciona el refrigerante R 134a, ya que este requiere de una menor potencia en comparación con el agua, para poder cambiar de fase durante el ciclo de operación.

### 3.3.2. Selección de material del contenedor y mecha capilar

La selección adecuada de los materiales que componen los tubos de calor es de vital importancia ya que las propiedades físicas de estos están intrínsecamente relacionadas con el rendimiento y óptimo funcionamiento de este tipo de dispositivos

#### 3.3.2.1. Contenedor

En relación con el propósito de estudio del presente proyecto se opta por la utilización de tuberías de calor de cobre, mismas que pueden operar en un rango de temperaturas de 0°C hasta 100°C. Estudios realizados por Betancur [35], mencionan que este material es el idóneo para el estudio de la importancia de la presión capilar al devolver condensado a este tipo de tubería. Al mismo tiempo este material proporciona una resistencia y conductividad térmica elevadas, esto es de gran importancia debido a que el contenedor se encuentra interactuando de manera directa con el medio para el cual el calor es extraído o entregado.

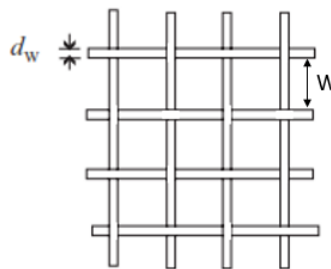
### 3.3.2.2. Mecha capilar

Debido a la escasa disponibilidad de estructuras capilares en el mercado, una solución viable es instalar una red de acero inoxidable, cuya implementación puede considerarse como una estructura tipo malla [33], en la figura 15 se observa un ejemplo de esta adaptación.



**Figura 15.** Adaptación de malla en el tubo de calor [38].

El tipo de malla seleccionado para la adaptación adicionalmente proporcionará las propiedades adecuadas necesarias para el funcionamiento del dispositivo, a su vez Camacho y Cárdenas [33], mencionan que para los cálculos posteriores se debe tener presente que la disminución en la abertura de la malla genera un incremento en la presión capilar, permitiendo de esta manera que el tubo opere de manera exitosa. La imagen 16 se aprecia la malla para la adaptación.



**Figura 16.** Esquema de malla metálica [19].

Dónde,  $d_w$  es el diámetro del alambre de la malla, y  $W$  representa la distancia de la abertura de la malla, estos parámetros varían de acuerdo con el número de mesh de la malla. Y a su vez este número incide de manera directa en la determinación de la porosidad y permeabilidad de la malla.

Se denomina mesh al número de alambres que se encuentran distribuidos en el espacio de 1 pulgada. La tabla 12 muestra las dimensiones del diámetro de alambre y la abertura de la malla de acuerdo con el número de mesh.

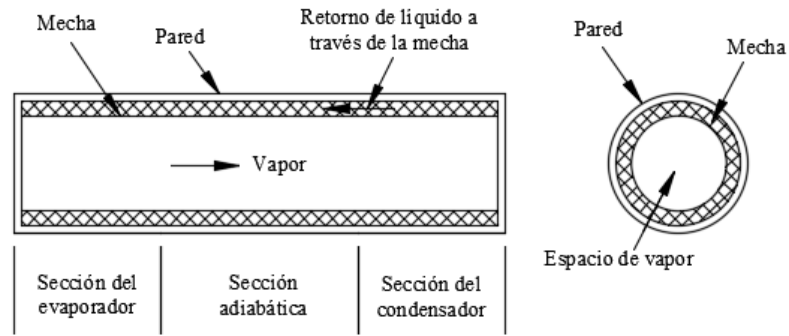
**Tabla 12.** Especificaciones de mallas metálicas [39].

Tejido sencillo de acero inoxidable AISI 304, 316 L						
mesh/inc h	Diametro Alambre	Abertura		mesh/inc h	Diametro Alambre	Abertura
	(mm)	(mm)			(mm)	(mm)
2mesh	1.8	10.9		60mesh	0.15	0.273
3mesh	1.6	6.866		70mesh	0.14	0.223
4mesh	1.2	5.15		80mesh	0.12	0.198
5mesh	0.91	4.17		90mesh	0.11	0.172
6mesh	0.8	3.433		100mesh	0.1	0.154
8mesh	0.6	2.575		120mesh	0.08	0.132
10mesh	0.55	1.99		140mesh	0.07	0.111
12mesh	0.5	1.616		150mesh	0.065	0.104
14mesh	0.45	1.362		160mesh	0.065	0.094
16mesh	0.4	1.188		180mesh	0.053	0.088
18mesh	0.35	1.06		200mesh	0.053	0.074
20mesh	0.3	0.97		250mesh	0.04	0.061
26mesh	0.28	0.696		300mesh	0.035	0.049
30mesh	0.25	0.596		325mesh	0.03	0.048
40mesh	0.21	0.425		350mesh	0.03	0.042
50mesh	0.19	0.318		400mesh	0.025	0.0385

Una vez seleccionados los materiales del contenedor y la mecha, se pueden proporcionar los datos de entrada mostrados en las tablas 13 y 14, acorde a las figuras 17 y 18 para proceder con los cálculos respectivos para los tubos de calor.

**Tabla 13.** Parámetros iniciales para el dimensionamiento de la tubería de calor [33].

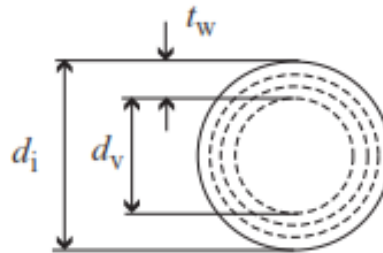
DATOS DE LA TUBERÍA	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Longitud del evaporador	Le	1	m
Longitud del condensador	Lc	0.2	m
Longitud zona adiabática	La	0.1	m
Ángulo de inclinación del tubo	$\psi$	30	°
Radio interno del tubo	rp,int	0.0135	m
Radio externo del tubo	rp,ext	0.016	m
Longitud total del tubo de calor	L	1.3	m



**Figura 17.** Sección longitudinal y transversal de un tubo de calor típico [40].

**Tabla 14.** Datos de entrada de la geometría de la mecha [33].

DIMENSIONES DE LA MECHA	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Tamaño de la malla	N	80	-
Número de capas	-	5	-
Espesor de la mecha	$t_w$	0.0012	m
Diámetro del alambre de malla	$d_w$	0.00012	m
Diámetro de vapor	$d_v$	0.0111	m
Área de vapor	$A_v$	9.5E-05	m <sup>2</sup>
Área de sección de la mecha	$A_w$	4.6E-05	m <sup>2</sup>



**Figura 18.** Esquema para dimensionamiento del tubo con mecha capilar [19].

### 3.3.3. Volumen del fluido de trabajo

Este es un parámetro primordial para calcular la cantidad del flujo de calor que atravesará los tubos. Es importante mencionar que las medidas del contenedor deben exceder levemente la capacidad de llenado y reboso entre los vacíos de la mecha. El volumen exagerado provocará el llenado de área de condensación y por lo tanto no se realice el fenómeno de la transferencia de calor. Para la determinación de este volumen se recurre a la ecuación (20)

Para el cálculo final se parte del valor calculado más un incremento del 20 % para garantizar que el fluido de trabajo este en contacto con la mecha capilar.

$$V_l > 0.001 \cdot d_i^2 \cdot (L_a + L_c) + (A_w \cdot L_e \cdot \varepsilon)$$

$$V_l > 0.001 \cdot 13.5^2 \cdot (200 + 100) + (46 \cdot 1000 \cdot 0.68)$$

$$V_l > 31334.7 \text{ mm}^3$$

$$V_l > (31334.7 \cdot 20\%) + 31334.7$$

$$V_l > 37601.64 \text{ mm}^3$$

$$V_l = 37.6 \text{ cm}^3 \text{ ó } 37.6 \text{ ml}$$

### 3.3.4. Cálculo de las limitaciones operativas

Las restricciones presentes en las tuberías son limitaciones que influyen en la capacidad de transferencia de calor de este tipo de dispositivos, entre estas se pueden destacar la velocidad de operación del fluido, características de este, temperaturas de operación, entre otras. Cada una de estas características afectan a las limitaciones descritas en el apartado anterior. A continuación, se procede con la determinación de cada uno de los límites de operación que rigen a los tubos de calor.

Previamente se requiere conocer ciertos parámetros importantes ya que serán utilizados en el cálculo de los límites de operación.

#### 3.3.4.1. Radio capilar

En primer lugar, se obtiene el radio capilar de acuerdo con la relación (32), este dependerá del mesh de la malla previamente seleccionada.

$$r_{c,e} = \frac{1}{2N}$$

$$r_{c,e} = \frac{1}{2 \cdot 3150 \text{ m}^{-1}}$$

$$r_{c,e} = 1.59 \times 10^{-4} \text{ m}$$

#### 3.3.4.2. Permeabilidad de la mecha

Este factor determina la capacidad del material de la estructura capilar para permitir al fluido de trabajo atravesarla. Se inicia el cálculo de esta propiedad definiendo la porosidad de la mecha con la expresión (29).



$$\varepsilon = 1 - \frac{1.05 \cdot \pi \cdot N \cdot d_w}{4}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{1.05 \cdot \pi \cdot 3150 \cdot 1.2 \times 10^{-4}}{4}$$

$$\varepsilon = 0.68$$

Subsecuentemente se utiliza la ecuación (28), para finalizar el cálculo de la permeabilidad.

$$K = \frac{d_w^2 \cdot \varepsilon^3}{122 - (1 - \varepsilon)^2}$$

$$K = \frac{(1.2 \times 10^{-4})^2 \cdot 0.68^3}{122 - (1 - 0.68)^2}$$

$$K = 3.62 \times 10^{-10} \text{ m}^2$$

#### 3.3.4.3. Longitud efectiva

La longitud efectiva de un tubo calor es aquella donde se produce el cambio de fase, ya que en esta se asume que en el evaporador y condensador se produce una adición y retiro de calor uniforme, esta longitud se encuentra a través de la relación (30).

$$L_{eff} = \frac{L_e}{2} + L_a + \frac{L_c}{2}$$

$$L_{eff} = \frac{1}{2} + 0.2 + \frac{0.1}{2}$$

$$L_{eff} = 0.75 \text{ m}$$

#### 3.3.4.4. Limitación capilar

Dentro del diseño este límite es de alta relevancia, ya que este hace referencia al flujo de líquido que origina la presión capilar presente en la mecha. Cuando esta es insuficiente el fluido en la mecha del evaporador se secará [38]. Provocando que el tubo deje de funcionar, este límite puede ser determinado con la fórmula (27).

$$q_c = \frac{\rho_l \cdot \gamma_l \cdot \lambda \cdot A_w \cdot K}{\mu_l \cdot L_{eff}} \cdot \left( \frac{2}{r_{c,e}} - \frac{\rho_l}{\gamma_l} \cdot g \cdot L \cdot \sin \Psi \right)$$

$$= \frac{1226 \cdot 0.00876 \cdot 182300 \cdot 4.6 \times 10^{-5} \cdot 3.62 \times 10^{-10}}{2.142 \times 10^{-4} \cdot 0.75} \cdot \left( \frac{2}{1.59 \times 10^{-4}} - \frac{1226}{0.00876} \cdot 9.81 \cdot 1.3 \cdot \sin 30^\circ \right)$$

$$q_c = 178.72 \text{ W}$$

### 3.3.4.5. Limitación viscosa

Cuando las fuerzas dominantes son las viscosas se pueden llegar a ser un limitante, estas fuerzas se producen cuando la velocidad de flujo del vapor tiene valores muy elevados, este fenómeno se debe a la pequeña diferencia de presión del vapor entre evaporador y el condensador, como consecuencia de las bajas temperaturas de operación. La ecuación (21) proporciona la solución para obtener esta limitación.

$$q_{visc} = \frac{A_v \cdot r_v^2 \cdot \rho_v \cdot P_v \cdot \lambda}{16 \cdot \mu_v \cdot L_e}$$

$$q_{visc} = \frac{9.5 \times 10^{-5} \cdot 0.0055^2 \cdot 27.77 \cdot 572100 \cdot 182300}{16 \cdot 1.075 \times 10^{-5} \cdot 1}$$

$$q_{visc} = 4.8 \times 10^7 \text{ W}$$

### 3.3.4.6. Limitación sónica

Este limitante se produce debido al aumento en el transporte de calor, por ende, el flujo de vapor tiende a aumentar, llegando a alcanzar la velocidad del sonido provocando que el flujo se estrangule, restringiendo la capacidad del tubo para transferir calor al condensador, se puede calcular este limitante según la expresión (23).

$$q_s = 0.474 \cdot \lambda \cdot A_v \cdot (\rho_v \cdot P_v)^{\frac{1}{2}}$$

$$q_s = 0.474 \cdot 182300 \cdot 9.5 \times 10^{-5} \cdot (27.77 \cdot 572100)^{\frac{1}{2}}$$

$$q_s = 32719.9 \text{ W}$$

### 3.3.4.7. Limitación por arrastre

Producido por las altas velocidades del flujo de vapor, estas velocidades pueden producir que gotas del líquido sean arrancadas de la mecha y arrastradas por el vapor, lo que reduce la cantidad de líquido que regresa al evaporador y a su vez provocando el secado de la mecha. Para su determinación se debe conocer el radio hidráulico de la mecha el mismo se obtiene partiendo de la relación (26).

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4A_w}{\pi(d_i + d_v)}$$

$$D_h = \frac{4 \cdot 4.6 \times 10^{-5}}{\pi(0.0135 + 0.0111)}$$

$$D_h = 2.38 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Entonces el radio hidráulico queda definido según la expresión (25).

$$r_{h,w} = \frac{D_h}{2} = \frac{2.38 \times 10^{-3}}{2}$$

$$r_{h,w} = 1.19 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Una vez que se calcula el radio hidráulico de la mecha se puede obtener el límite de arrastre de con la ecuación (24).

$$q_{arr} = A_v \cdot \lambda \left( \frac{\gamma_l \cdot \rho_v}{2r_{h,w}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$q_{arr} = 9.5 \times 10^{-5} \cdot 182300 \left( \frac{0.00876 \cdot 27.77}{2 \cdot 1.19 \times 10^{-3}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$q_{arr} = 175.09 \text{ W}$$

#### 3.3.4.8. Limitación por ebullición

En primer lugar, se halla la conductividad térmica efectiva existente entre el fluido y la mecha mediante la relación (33).

$$k_{eff} = \frac{k_l[(k_l + k_w) - (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)]}{(k_l + k_w) + (1 - \varepsilon)(k_l - k_w)}$$

$$k_{eff} = \frac{0.0856[(0.0856 + 14.9) - (1 - 0.68)(0.0856 - 14.9)]}{(0.0856 + 14.9) + (1 - 0.68)(0.0856 - 14.9)}$$

$$k_{eff} = 0.16 \frac{W}{m \cdot K}$$

Cuando el extremo de evaporización alcanza esta frontera, produce aparición de burbujas en el evaporador, esto debido a la ebullición que se produce en esta zona, provocando una condición máxima de funcionamiento, ya que se limita el flujo de líquido en la mecha. Para hallar este limitante se recurre a la fórmula (31).

$$q_e = \frac{4 \cdot \pi \cdot L_e \cdot k_{eff} \cdot T_v \cdot \gamma_l}{\lambda \cdot \rho_v \cdot \ln \left( \frac{r_{p,int}}{r_v} \right)} \cdot \left( \frac{1}{r_n} - \frac{1}{r_{c,e}} \right)$$

$$q_e = \frac{4 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0.16 \cdot 293 \cdot 0.00876}{182300 \cdot 27.77 \cdot \ln\left(\frac{0.00675}{0.00555}\right)} \cdot \left(\frac{1}{2.54 \times 10^{-7}} - \frac{1}{1.59 \times 10^{-4}}\right)$$

$$q_e = 20.47 \text{ W}$$

### 3.3.5. Análisis de caídas de presión

Como se mencionó en el apartado anterior, cuando los tubos de calor operan producen distintas variaciones de presión que responden a los fenómenos que ocurren en el interior del tubo a continuación se procede al cálculo de cada una de estas variaciones con el fin de determinar la funcionalidad del tubo de calor.

#### 3.3.5.1. Variación de presión capilar

La tensión superficial produce una diferencia máxima de presión que puede soportar la mecha entre el vapor y el líquido y se obtiene a partir de la expresión (35).

$$\Delta P_{cmax} = \frac{2 \cdot \gamma}{r_{c,e}}$$

$$\Delta P_{cmax} = \frac{2 \cdot 0.00876}{1.59 \times 10^{-4}}$$

$$\Delta P_{cmax} = 110.18 \text{ Pa}$$

#### 3.3.5.2. Caída de presión del líquido

A medida que el fluido en estado líquido retorna desde el condensador al evaporador la presión del líquido tiende a disminuir, la ecuación (37) permite la determinación de esta caída de presión.

$$\Delta P_l = \left( \frac{\mu_l}{K \cdot A_w \cdot \lambda \cdot \rho_l} \right) \cdot L_{eff} \cdot q$$

$$\Delta P_l = \left( \frac{2.142 \times 10^{-4}}{3.62 \times 10^{-10} \cdot 4.6 \times 10^{-5} \cdot 182300 \cdot 1226} \right) \cdot 0.75 \cdot 178.72$$

$$\Delta P_l = 7714.5 \text{ Pa}$$

#### 3.3.5.3. Caída de presión de vapor

Para este caso cuando el flujo de vapor se transporta del evaporador al condensador, la presión del vapor disminuye. Asumiendo que el flujo es laminar, esta variación de presión se calcula a partir de la fórmula (36).

$$\Delta P_v = \frac{C(f_v Re_v) \cdot \mu_v}{2 \cdot r_v^2 \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot \lambda} \cdot L_{eff} \cdot q$$

$$\Delta P_v = \frac{1 \cdot 16 \cdot 1.075 \times 10^{-5}}{2 \cdot 0.0055^2 \cdot 9.5 \times 10^{-5} \cdot 27.77 \cdot 182300} \cdot 0.75 \cdot 178.72$$

$$\Delta P_v = 0.79 Pa$$

#### 3.3.5.4. Diferencia de presión normal

Esta diferencia de presión se produce por efecto del componente normal de la gravedad, el mismo que está determinado por el ángulo de orientación del tubo, para su cálculo se recurre a la expresión (38).

$$\Delta P_{norm} = \rho_l \cdot g \cdot d_v \cdot \cos \Psi$$

$$\Delta P_{norm} = 1226 \cdot 9.81 \cdot 0.0111 \cdot \cos 30^\circ$$

$$\Delta P_{norm} = 115.6 Pa$$

#### 3.3.5.5. Diferencia de presión axial

La posición del evaporador y el condensador influye para la determinación de la diferencia de presión axial ya que si el ángulo de orientación entre el tubo y la horizontal es positivo y el evaporador es más bajo que el condensador [41], esta presión se calculará de acuerdo a la relación (39), de la siguiente manera.

$$\Delta P_{axial} = -\rho_l \cdot g \cdot L \cdot \sin \Psi$$

$$\Delta P_{axial} = -1226 \cdot 9.81 \cdot 1.3 \cdot \sin 30^\circ$$

$$\Delta P_{axial} = -7817.59 Pa$$

Una vez determinadas las caídas de presión del tubo de calor, se procede a verificar que este opere correctamente a través de la condición (34).

$$\Delta P_{cmax} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_{normal} + \Delta P_{axial}$$

$$110.18 \geq 7714.5 + 0.79 + 115.6 - 7817.59$$

$$110.18 Pa \geq 12.8 Pa$$

Al cumplir con esta condición se concluye que el tubo operará adecuadamente.

#### 3.3.6. Flujo másico

Partiendo de la ecuación (40), que hace mención del cálculo de tasa de transferencia de calor, se determina el flujo másico que un tubo de calor puede contener.

$$q = \dot{m} \cdot \lambda$$

$$\dot{m} = \frac{q}{\lambda} = \frac{178.72}{182300}$$

$$\dot{m} = 9.78 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

### 3.3.7. Cantidad de calor y masa máxima a transportar

Estos parámetros hacen referencia a las máximas cantidades de calor y masa que el tubo de calor puede soportar.

#### 3.3.7.1. Calor máximo para transportar

Se refiere al máximo flujo de calor que se puede permitir en el tubo para el arranque de este, se obtiene esta cantidad de calor a partir de la expresión (49).

$$q_{max} = 0.4 \cdot \pi \cdot r_{c,e}^2 \cdot 0.73 \cdot \lambda \cdot (P_v \cdot \rho_v)^{\frac{1}{2}}$$

$$q_{max} = 0.4 \cdot \pi \cdot (1.59 \times 10^{-4})^2 \cdot 0.73 \cdot 182300 \cdot (27.77 \cdot 572100)^{\frac{1}{2}}$$

$$q_{max} = 16.85 \text{ W}$$

#### 3.3.7.2. Máxima cantidad de masa

La máxima cantidad de masa que se puede transportar se obtiene con la fórmula (50).

$$\dot{m}_{max} = \left( \frac{\rho_l \cdot K \cdot A_w}{\mu_l \cdot L} \right) \left( \frac{2 \cdot \gamma}{r_{c,e}} - \rho_l \cdot g \cdot L \cdot \sin \Psi \right)$$

$$\dot{m}_{max} = \left( \frac{1226 \cdot 3.62 \times 10^{-10} \cdot 4.6 \times 10^{-5}}{2.142 \times 10^{-4} \cdot 1.3} \right) \left( \frac{2 \cdot 0.00876}{1.59 \times 10^{-4}} - 1226 \cdot 9.81 \cdot 1.3 \cdot \sin 30^\circ \right)$$

$$\dot{m}_{max} = 5.65 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

### 3.3.8. Número de tubos

La cantidad de números a utilizarse para esta aplicación se determina con la expresión (35).

$$N^{\circ}_{tubos} = \frac{\dot{m}_{max}}{\dot{m}_{tubo}}$$

$$N^{\circ}_{tubos} = \frac{5.65 \times 10^{-4}}{4.61 \times 10^{-5}}$$

$$N^{\circ}_{tubos} = 12.25$$

### 3.3.9. Cálculo de la resistencia térmica efectiva en tuberías de calor

La resistencia térmica total o efectiva se puede hallar sumando las resistencias que están presentes a lo largo de cada uno de los componentes. Tomando en cuenta si la disposición de estas es en serie o en paralelo.

#### 3.3.9.1. Resistencias térmicas en la pared del tubo

Estas resistencias son las producidas por la pared del tubo se pueden obtener con las expresiones (42) y (43), las mismas que hacen referencia al fenómeno de conducción presentan cierta similitud ya que solo difieren en la longitud de la zona donde se están calculando, siendo estas el evaporador y el condensador.

$$R_{pe} = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_e \cdot k_p}$$

$$R_{pe} = \frac{\ln\left(\frac{16}{13.5}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 401}$$

$$R_{pe} = 6.7 \times 10^{-5} \frac{K}{W}$$

$$R_{pc} = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot k_p}$$

$$R_{pc} = \frac{\ln\left(\frac{16}{13.5}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0.1 \cdot 401}$$

$$R_{pc} = 6.74 \times 10^{-4} \frac{K}{W}$$

#### 3.3.9.2. Resistencias térmicas de la estructura capilar

De igual manera que las resistencias de la pared del tubo se realiza un análisis por conducción y difieren únicamente en la longitud de la zona donde se calculan según muestran las relaciones (44) y (45).

$$R_{we} = \frac{\ln\left(\frac{d_i}{d_v}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_e \cdot k_{eff}}$$

$$R_{we} = \frac{\ln\left(\frac{0.0135}{0.0111}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0.16}$$

$$R_{we} = 0.19 \frac{K}{W}$$

$$R_{wc} = \frac{\ln\left(\frac{d_i}{d_v}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot k_{eff}}$$

$$R_{wc} = \frac{\ln\left(\frac{d_i}{d_v}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot k_{eff}}$$

$$R_{wc} = 1.94 \frac{K}{W}$$

### 3.3.10. Resistencia térmica efectiva

En el apartado anterior se hizo referencia a la analogía de circuito eléctrico que se aplica en los tubos de calor, y como esta ayuda a la simplificación de la sumatoria de resistencia presentes en el tubo, de esta manera se obtiene la resistencia térmica efectiva con la fórmula simplificada (47).

$$R_{eff} = R_{pe} + R_{we} + R_{wc} + R_{pc}$$

$$R_{eff} = 6.7 \times 10^{-5} + 0.19 + 1.94 + 6.74 \times 10^{-4}$$

$$R_{eff} = 2.13 \frac{K}{W}$$

### 3.3.11. Variación de temperatura en el tubo de calor

Encontrar la resistencia térmica efectiva permite determinar el cambio en la temperatura existente entre el evaporador y el condensador, esto partiendo de la ecuación de calor transferido (48).

$$q = \frac{T_c - T_e}{R_{eff}}$$

$$T_c - T_e = q \cdot R_{eff} = 178.72 \cdot 2.13$$

$$T_c - T_e = 380.674 K = 107.6 ^\circ C$$

En la tabla 15 se presenta un resumen de los datos obtenidos para el diseño del tubo de calor.

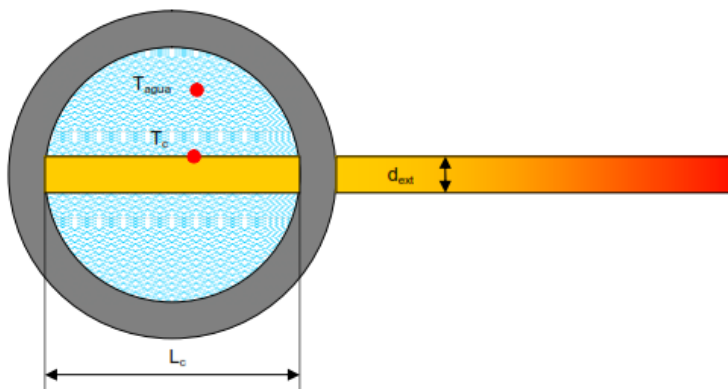


**Tabla 15.** Resultados encontrados para el tubo de calor.

PARÁMETROS CALCULADOS	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Volumen de fluido	$V_l$	37.6	ml
Radio capilar	$r_{c,e}$	$1.59 \times 10^{-4}$	m
Longitud efectiva	$L_{eff}$	0.75	m
Límite capilar	$q_c$	178.72	W
Límite viscoso	$q_{visc}$	$4.8 \times 10^7$	W
Límite sónico	$q_s$	32719.9	W
Límite de arrastre	$q_{arr}$	175.09	W
Límite de ebullición	$q_e$	20.47	W
Flujo másico	$\dot{m}$	$9.78 \times 10^{-4}$	Kg/s
Variación de presión capilar	$\Delta P_c$	110.18	Pa
Variación de presión del líquido	$\Delta P_l$	7714.5	Pa
Variación de presión de vapor	$\Delta P_v$	0.79	Pa
Variación de presión normal	$\Delta P_{norm}$	115.6	Pa
Variación de presión axial	$\Delta P_{axial}$	-7817.59	Pa
Resistencia térmica efectiva	$R_{eff}$	2.13	K/W
Variación de temperatura	$\Delta T$	107.6	°C

### 3.4. Análisis del calentamiento de agua en el intercambiador de calor

Al interactuar el agua y los tubos producen un intercambio de calor por convección natural, la figura 19 muestra el esquema para esta disposición dentro del intercambiador de calor.



**Figura 19.** Interacción del agua y los tubos de calor [3].

Desde de esta consideración se procede al diseño del intercambiador de calor, la tabla 16 muestra los datos de entrada para realizar los cálculos, las propiedades termodinámicas del agua se toman del anexo 4.

**Tabla 16.** Parámetros iniciales para el cálculo de coeficiente de convección en el intercambiador [33].

DENOMINACIÓN	SÍMBOLO	VALOR	UNIDAD
Temperatura del fluido	$T_{\infty}$	15	°C
Temperatura del condensador	$T_c$	40	°C
Velocidad promedio del agua	$V_{prom}$	0.1	m/s
Densidad del agua	$\rho$	996.5	Kg/m <sup>3</sup>
Diámetro exterior del tubo	$d_e$	0.016	m
Viscosidad cinemática del agua	$\nu$	8.48E-07	m <sup>2</sup> /s
Viscosidad dinámica del agua	$\mu$	0.000845	Kg/m·s
Número de Prandtl	Pr	5.78	-
Coeficiente de expansión volumétrica	$\beta$	0.271E-03	1/K
Conductividad térmica del agua	k	0.611	W/m·K

Las propiedades termodinámicas del agua deben ser tomadas de acuerdo con la temperatura de película, entonces:

$$T_p = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$

$$T_p = \frac{40 + 15}{2}$$

$$T_p = 27.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

### 3.4.1. Coeficiente de convección natural del agua

Al ser un análisis entre un fluido que circula a través de un cilindro se procede de manera similar que, en el análisis del coeficiente entre el aire y la cubierta protectora, por lo que se inicia determinando el número de Grashof con la fórmula (15).

$$Gr_D = \frac{g \cos \Psi \beta (T_s - T_{\infty}) D^3}{\nu^2}$$

$$Gr_D = \frac{9.81 \cdot \cos 30 \cdot 0.271 \times 10^{-3} \cdot (40 - 15) \cdot 0.016^3}{(8.48 \times 10^{-7})^2}$$

$$Gr_D = 3.27 \times 10^5$$

El producto entre el número de Grashof y Prandtl para hallar el número de Rayleigh según la expresión (14).

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr$$

$$Ra_D = 3.27 \times 10^5 \cdot 5.78$$

$$Ra_D = 1.89 \times 10^6$$

Con estos números se recurre a la ecuación (13) para obtener el número de Nusselt en cilindros.

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 \cdot (1.89 \times 10^6)^{1/6}}{[1 + (0.559/5.78)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 21.33$$

Partiendo de la expresión general de Nusselt (12), se calcula el coeficiente de convección natural para el agua.

$$Nu = \frac{h \cdot d_e}{k}$$

$$h = \frac{k}{d_e} \cdot Nu = \frac{0.611}{0.016} \cdot 21.33$$

$$h = h_o = 814.5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

La determinación del área superficial en la que incurre la transmisión de calor según muestra el esquema de la figura 19 se calcula de la siguiente manera:

$$A_o = \pi \cdot d_e \cdot L_c$$

$$A_o = \pi \cdot 0.016 \cdot 0.022$$

$$A_o = 1.1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Por lo tanto, la tasa de transferencia de calor es:

$$q_o = h_o A_o (T_s - T_\infty)$$

$$q_o = 814.5 \cdot 1.1 \times 10^{-3} \cdot (40 - 15)$$

$$q_o = 22.93 \text{ W}$$

### **3.5. Conclusiones del capítulo**

Con formulación obtenida en el apartado anterior, se realizan los cálculos indispensables, en cada uno de los componentes del sistema de esta manera se logra determinar parámetros que serán importantes para el desarrollo del apartado siguiente. Entre los datos más relevantes que se logran encontrar constan los distintos flujos a transmitirse en el proceso de calentamiento de agua, los límites de operación que pueden tener los tubos de calor y a su vez las caídas de presión presentes en cada fase que ese encuentra en el interior del tubo.

El dimensionamiento y selección de materiales para los componentes es de mucha importancia ya que las propiedades físicas y termodinámicas de cada uno de ellos influye de manera directa en cada uno de los parámetros de funcionamiento.

## **CAPÍTULO 4**

### **SIMULACIÓN Y RESULTADOS DEL PROCESO DE INTERCAMBIO DE CALOR MEDIANTE UN TUBO DE CALOR**

El presente capítulo hace referencia a los resultados obtenidos mediante la simulación numérica realizada a la parte interior de un tubo de calor, la fracción volumétrica será la variable más importante para tener en cuenta debido a que esta dirá si el fluido (R134a) está cambiando de fase en el interior del tubo, contornos de temperatura y presión, vectores de velocidad en las secciones del evaporador, condensador y adiabática. Por otro lado, se realiza una nueva simulación del intercambio de calor, energía que contienen los tubos de calor con agua de uso sanitario.

#### **4.1. Modelos de la dinámica de fluidos computacional (CFD)**

La simulación numérica durante los últimos diez años ha sido utilizada cada vez más, es por ello por lo que los programas de modelación mediante la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), como ejemplo, se encuentra Fluent y CFX del paquete ingenieril de ANSYS, como desventaja de estos programas es que se necesita un gran recurso computacional, ya que, en computadores comunes es imposible realizar este tipo de procesos.

Los modelos que se encuentran dentro del software fluent de ANSYS, están determinados a partir del proceso físico que se va a simular, algunos de estos se pueden citar como: modelos multifásicos, cambio de fase, viscosidad y radiación.

#### **4.2. Modelos multifásicos**

Durante el análisis del presente estudio numérico que consta de procesos de cambio de fase, como son los procesos de evaporación y condensación, los mismos se ejecutaron al interior del tubo de calor, a continuación, se referencian los tres modelos que utiliza ANSYS para resolver el fenómeno físico de estudio en fluidos multifásicos.

- VOF model
- Mixture model
- Eulerian model

Los tres modelos son diferentes entre sí, presentan sus ventajas y desventajas frente a los otros, sin embargo, el modelo que es más beneficioso para este proceso de investigación es el Eulerian, debido a que entrega resultados próximos a el fenómeno

físico real, además, de ser riguroso en el momento de evaluar las variables de proceso como la energía, masa y cantidad de movimiento.

#### 4.2.1 Modelos de evaporación y condensación

En el interior del enfoque multifásico existen dos modelos para el cambio de fase por evaporación y condensación, los dos son muy utilizados, por un lado, esta *Thermal Phase Change* y el modelo de *Lee*, este último es el utilizado en la simulación del tubo de calor.

##### 4.2.1.1 Modelo de Lee

El modelo de Lee se utiliza con todos los enfoques multifásicos, la transferencia de masa al utilizar este modelo está gobernada por la ecuación de vapor para los procesos de evaporación y condensación [42].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{V}_v) = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (60)$$

ANSYS Fluent define las siguientes condiciones para la transferencia de masa positiva como si fuera del líquido al vapor por problemas de evaporación-condensación. Con base en los criterios de temperatura, la transferencia de masa se la representa:

Si  $T_l > T_{sat}$  en evaporación se cumple

$$\dot{m}_{lv} = coef \ f * \alpha_l \rho_l \frac{(T_l - T_{sat})}{T_{sat}} \quad (61)$$

Si  $T_l < T_{sat}$  en condensación se cumple

$$\dot{m}_{vl} = coef \ f * \alpha_v \rho_v \frac{(T_{sat} - T_v)}{T_{sat}} \quad (62)$$

Se debe tener en cuenta que el coeficiente es teóricamente diferente para la expresión de condensación y evaporación. Además, la expresión teórica se basa en algunas suposiciones fuertes.

#### 4.3. Modelo de radiación

Uno de los modelos utilizados en la investigación es el de radiación, debido a que la energía que se requiere para realizar el cambio de fase proviene del sol, es indispensable conocer el modelo que proporcione las herramientas para tratar esta forma de energía en el interior de Fluent. Existen varios enfoques para el uso de la

radiación entre ellos se puede encontrar el P-1, P-n, Rosseland, superficie a superficie, entre otros.

#### 4.3.1. Modelo de radiación de Rosseland

La aproximación de Rosseland o de difusión para la radiación es válida cuando el medio es ópticamente grueso  $((a + \sigma_s)L \gg 1)$  y se recomienda su uso en problemas donde el grosor óptico es mayor que 3. Se puede derivar de las ecuaciones del modelo P-1, con algunas aproximaciones.

Dado que el flujo de calor radiactivo tiene la misma forma que la ley de conducción de Fourier, es posible escribirla.

$$q = q_c + q_r \quad (63)$$

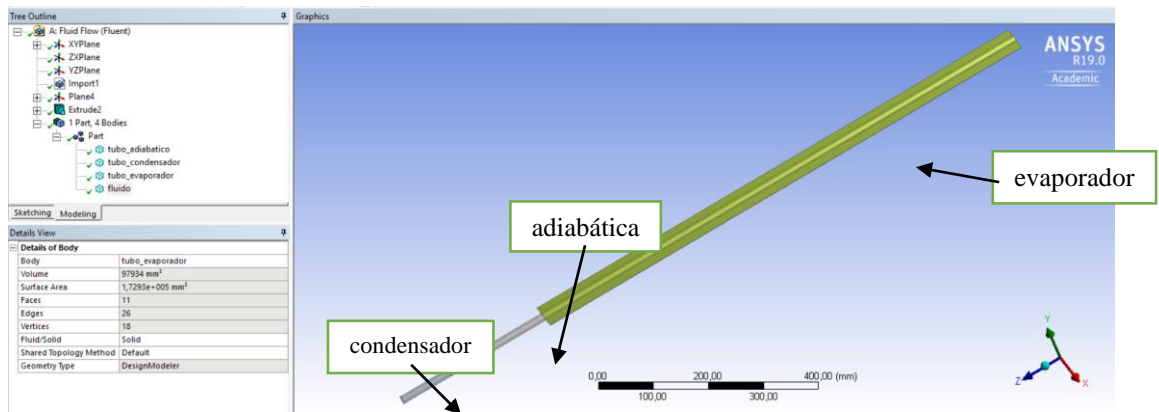
$$q = -(k + k_r)\nabla T \quad (64)$$

$$k_r = 16\sigma\Gamma n^2 T^3 \quad (65)$$

#### 4.4. Simulación en fluent

A continuación, se describe el procedimiento que se realizó en la simulación del tubo de calor, cabe recalcar que el software CFD que se usó en esta investigación, fue fluent de ANSYS, un paquete informático que permite resolver las expresiones de energía, continuidad y cantidad de movimiento, así como las ecuaciones de cambio de fase, radiación y viscosidad, mediante el método de volúmenes finitos.

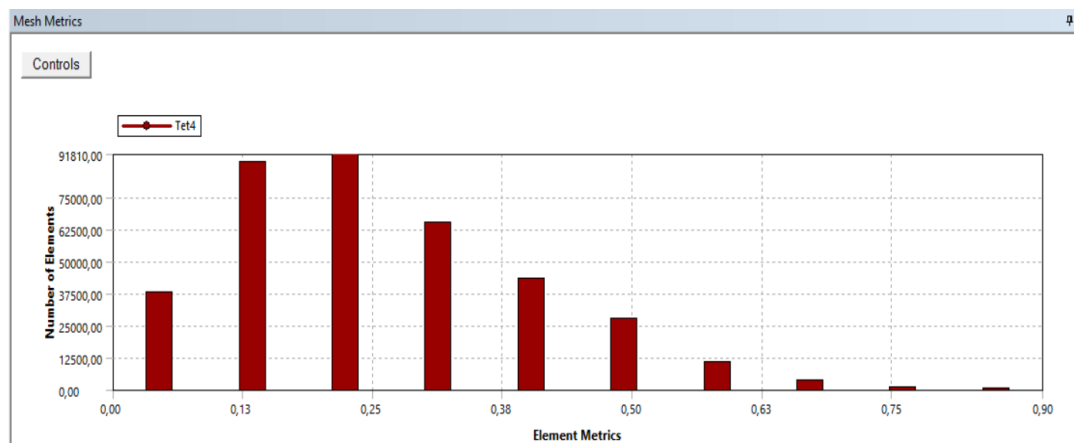
Como primer paso se importó la geometría desde el software Inventor Professional 2018, se configuró las partes solidas como: la zona adiabática, condensador, evaporador y aletas que contiene el tubo de calor, además, de la parte del fluido que en este caso fue refrigerante 134a. En la figura 20 se aprecia las partes y zonas que se simularon.



**Figura 20.** Partes y zonas del tubo de calor.

Es importante describir las dimensiones del tubo de calor, la longitud total de este es de 1300 mm, la que está dividida en la zona del evaporador 1000 mm, zona adiabática con 200 mm y finalmente la parte del condensador con 100 mm de longitud, por otra parte, el diámetro del tubo corresponde a una tubería de cobre tipo K con diámetro nominal de media pulgada, traducido a milímetros 13.39 de diámetro interior. Sin embargo, se cambiaron para determinar cómo el cambio en las longitudes afecta los procesos de adición de calor y cambio de fase.

En segunda instancia se elaboró el mallado de la geometría que se simuló, alcanzando la convergencia de malla mediante la herramienta *Skewness*, la misma se referencia en la figura 21, y aduce que entre la cantidad de número de elementos y nodos se encuentren entre el rango de 0 a 0.25 la malla convergerá de forma ideal.

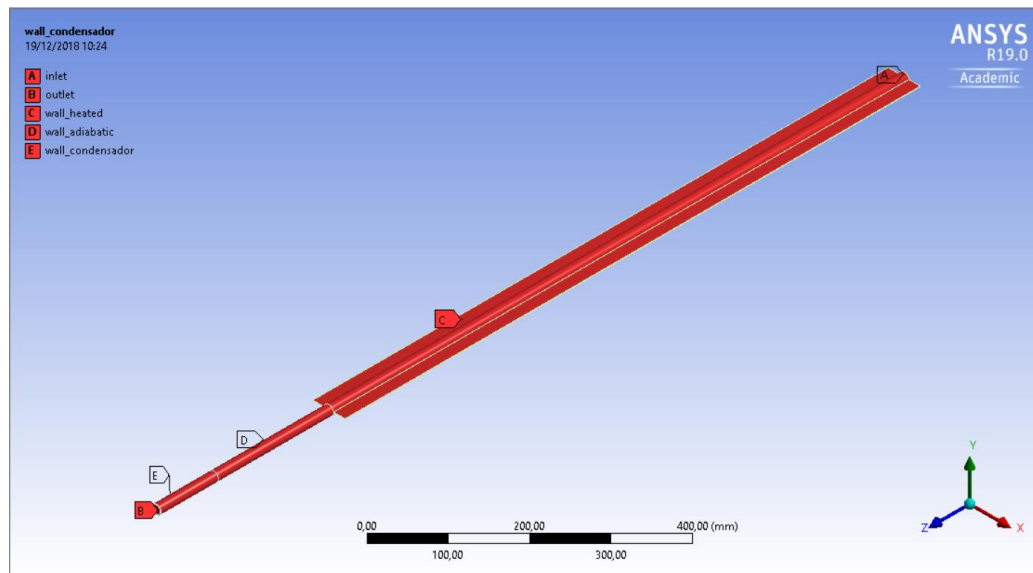


**Figura 21.** Convergencia del mallado del tubo de calor.

Además, en la misma interfaz del mallado es indispensable colocar las condiciones de frontera que se utilizaron para colocar las variables de proceso como la velocidad y presión a la entrada y salida, calor que se va a añadir en la zona del evaporador y aletas,



calor rechazado en el condensador y la zona adiabática donde no existe entrada ni salida de calor. La figura 22, destaca lo que se describió con anterioridad. Se colocó como fronteras los apartados A, B, C, D y E, que corresponden a la entrada y salida del fluido, pared del evaporador, adiabática y condensador respectivamente.



**Figura 22.** Condiciones de frontera aplicados al tubo de calor.

Como tercer paso, dentro de este protocolo, se configuró todos los modelos a utilizar dentro de la simulación, como: el modelo multifásico, viscosidad, radiación, masa, energía, cantidad de movimiento y otros más que se disponen al activar los modelos principales.

Como proceso final, se indican diversas figuras y gráficas de la simulación realizada al tubo de calor, y a todas las partes que conforman este, así mismo se detallan los cambios realizados a las zonas del tubo, calor y fluido para encontrar la mejor disposición de las variables de procesos para lograr la transferencia de calor.

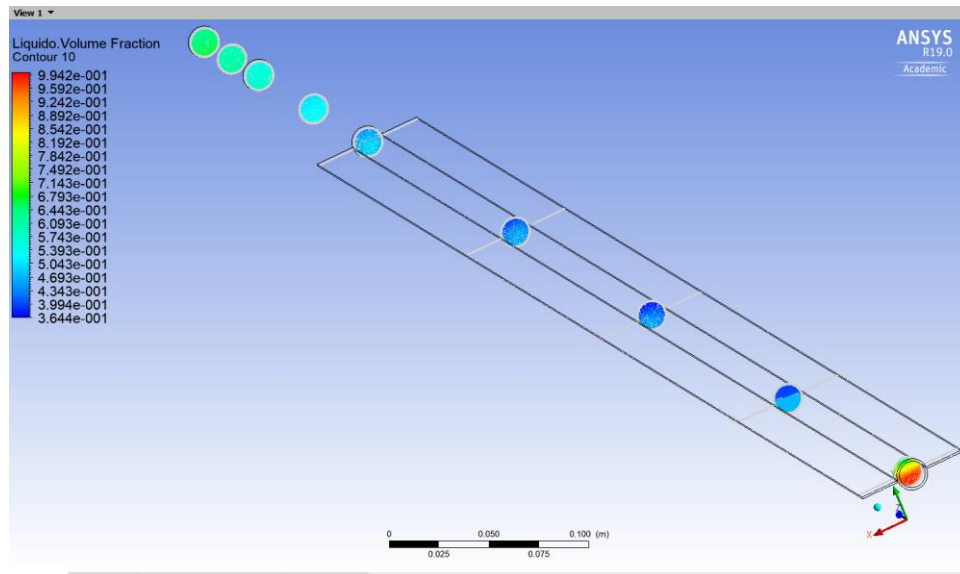
#### 4.5. Análisis numérico del tubo de calor

Para llevar a cabo el análisis numérico en la tubería de calor se propusieron variantes en las condiciones de fronteras y así determinar cómo afecta el cambio de estas variables en los procesos de evaporación y condensación en el fluido que está en el interior del tubo, estas variaciones se pueden observar en la tabla 17.

**Tabla 17.** Variantes de las condiciones de borde en el tubo de calor.

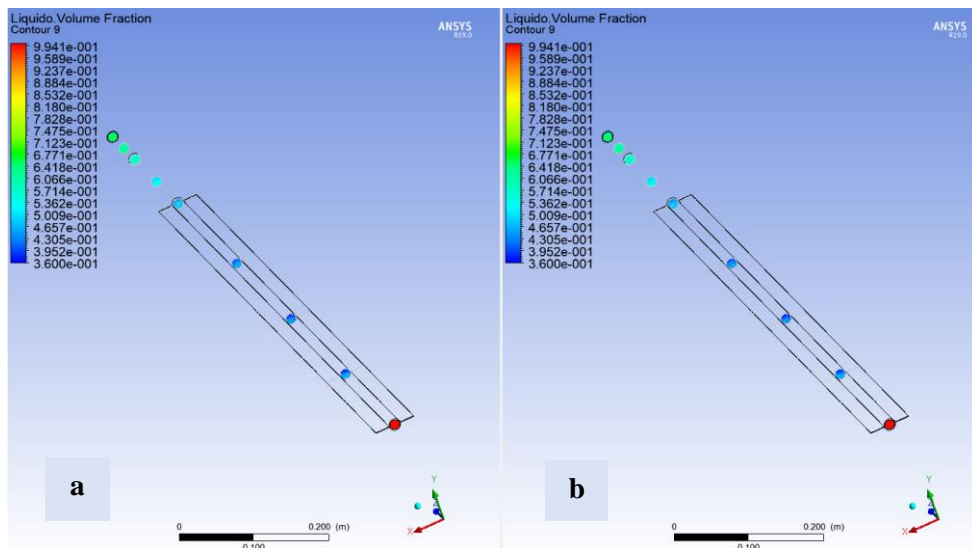
Caso	Fluido	Zona		
		Condensador	Evaporador	Adiabática
A	Velocidad, 0.01 m/s	Longitud, 0.1 m Calor, -30 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 1 m Temperatura, 343.15 K	Longitud, 0.2 m
B	Velocidad, 0.005 m/s	Longitud, 0.1 m Calor, -30 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 1 m Temperatura, 343.15 K	Longitud, 0.2 m
C	Velocidad, 0.01 m/s	Longitud, 0.1 m Calor, -30 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 1 m Temperatura, 333.15 K	Longitud, 0.2 m
D	Velocidad, 0.01 m/s	Longitud, 0.1 m Calor, -30 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 1 m Temperatura, 353.15 K	Longitud, 0.2 m
E	Velocidad, 0.01 m/s	Longitud, 0.1 m Calor, -30 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 1 m Calor, 25 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 0.2 m
F	Velocidad, 0.01 m/s	Longitud, 0.1 m Calor, -30 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 1 m Calor, 40 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 0.2 m
G	Velocidad, 0.01 m/s	Longitud, 0.1 m Calor, -30 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 1 m Calor, 60 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 0.2 m
H	Velocidad, 0.01 m/s	Longitud, 0.1 m Calor, -30 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 1 m Calor, 75 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 0.2 m
I	Velocidad, 0.01 m/s	Longitud, 0.1 m Calor, -30 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 1 m Calor, 90 kW/m <sup>2</sup>	Longitud, 0.2 m

Para el caso A se han determinado, mediante cálculo analítico, las variables de proceso velocidad de ingreso de refrigerante, calor de salida a través del condensador y temperatura en la zona del evaporador, la longitud del tubo de calor es 1.3 m en su totalidad, en la figura 23, se observa el cambio de fase en todo el tubo de calor, que tiene un ángulo de inclinación de 30° sobre la horizontal. En el extremo inferior se localiza la entrada de refrigerante en fase líquida y a medida que ingresa calor por la acción de los rayos solares, el refrigerante va cambiando de fase hasta convertirse en una mezcla de vapor y líquido, en la zona intermedia o adiabática el fluido mantiene su calidad y ya al comenzar el condensado el fluido regresa a su fase de líquido, que por gravedad descende hasta el evaporador renovando así su ciclo.



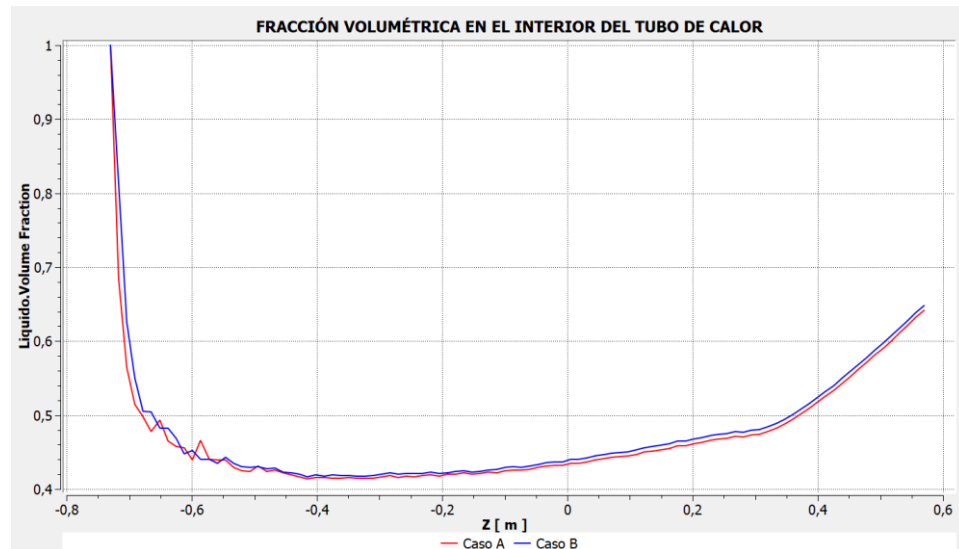
**Figura 23.** Contornos de fracción volumétrica en la fase de líquido.

En el caso B, que se observa en la figura 24, se puede apreciar que el cambio de fase no fue significativo, por lo que la reducción de la velocidad desde 0.01 m/s a 0.005 m/s no es un factor que provoque el cambio de fase en el fluido refrigerante.



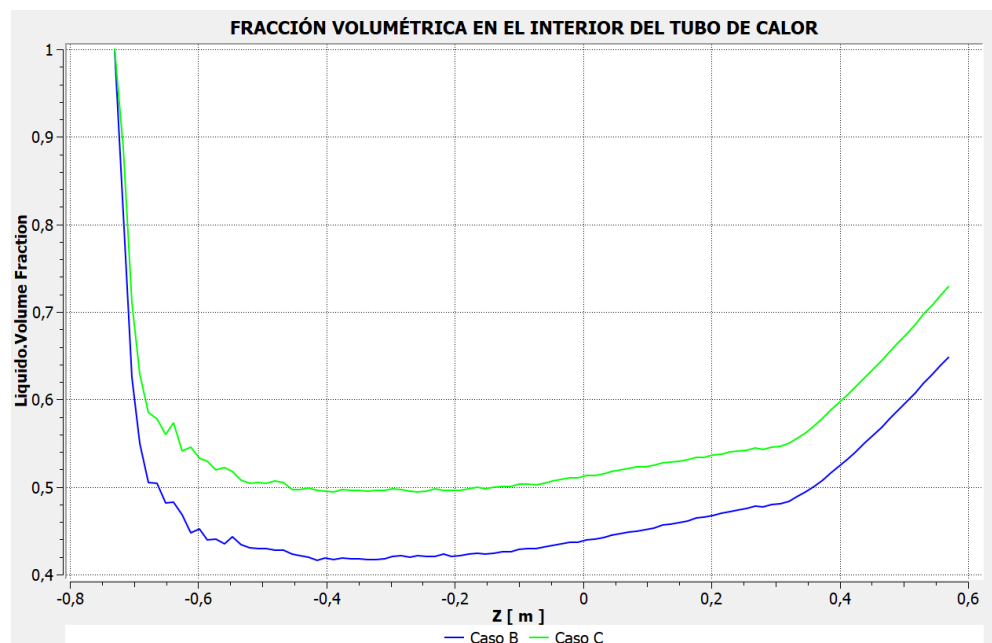
**Figura 24.** Contornos de fracción volumétrica en la fase de líquido, a)  $V=0.01$  m/s, b)  $V=0.005$  m/s.

La figura 25 representa el diagrama de la fracción volumétrica (calidad) del refrigerante dentro del tubo de calor, al modificar la velocidad de entrada del fluido, se nota claramente que esta no cambia de forma sustancial, por lo que esta variable no representa un factor importante en el desempeño del tubo de calor y en sobre todo en el cambio de fase.



**Figura 25.** Variación de la fracción volumétrica al cambiar la velocidad.

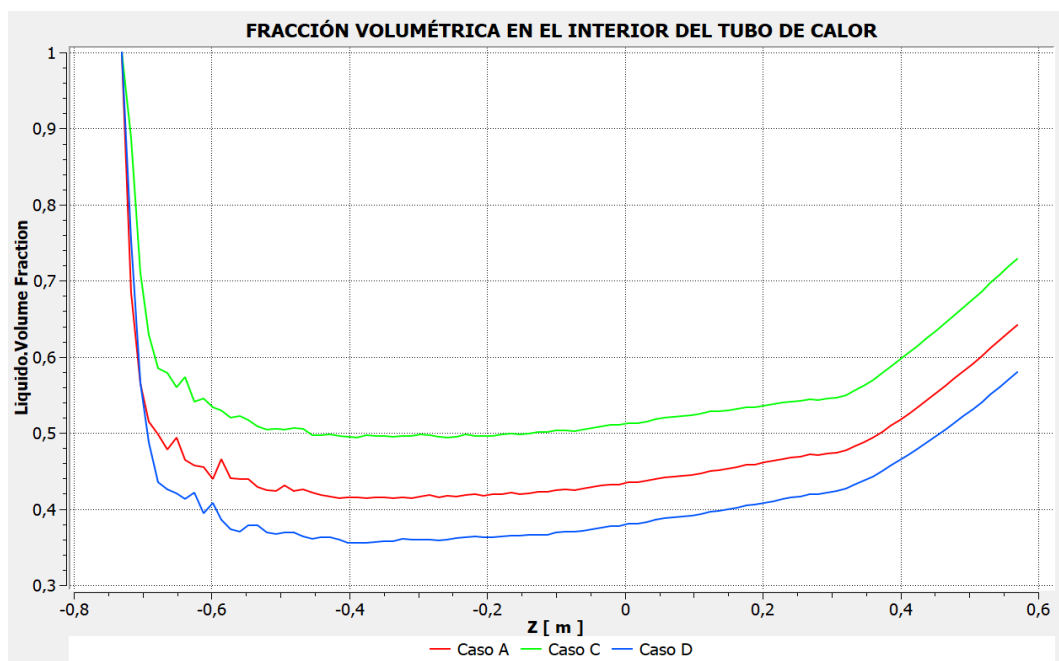
Para el caso C, se realiza una variación en la temperatura del condensador que es de 10 °C por debajo de las demás simulaciones, sin embargo, la velocidad de ingreso nuevamente es de 0.01 m/s, esto debido a que se corroboró que la velocidad no es una variable que ocasione cambios sustanciales en la operatividad de la tubería de calor. En la figura 26, se observa como la fracción volumétrica en el condensador se incrementa, teniendo más del 70 % en calidad.



**Figura 26.** Variación de la fracción volumétrica al modificar la temperatura del condensador.

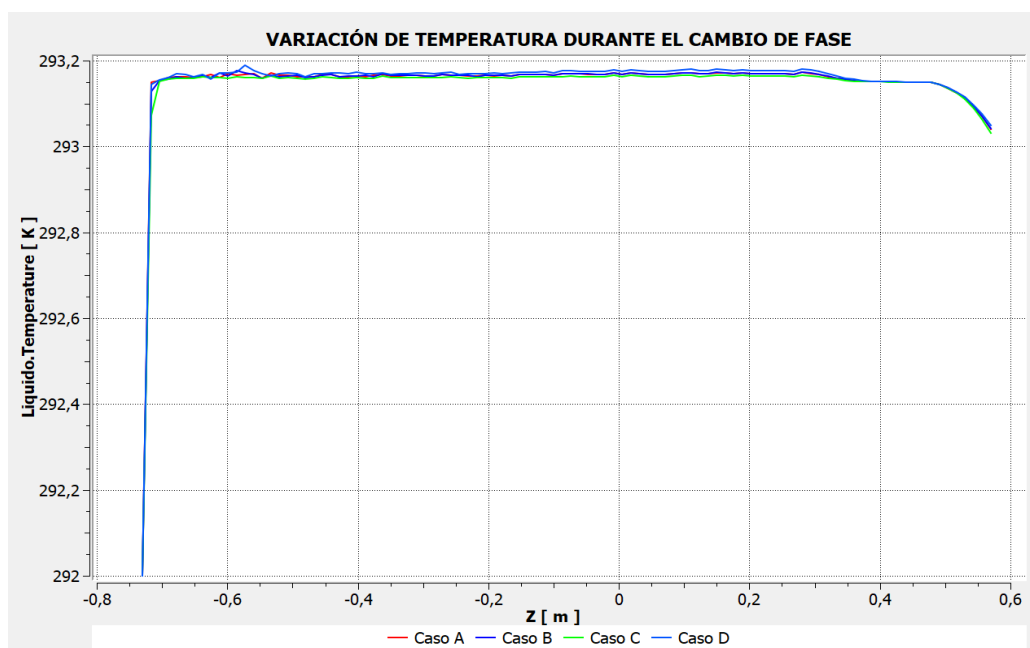
Para el caso D, se realiza lo inverso al caso C, es decir, en lugar de disminuir la temperatura del condensador se aumenta esta, obteniendo los resultados mostrados en

la figura 27, donde la calidad del fluido en el condensador ha disminuido más del 10 %, en comparación con el caso C, que tiene una variación de 20 °C, y del 5 % con respecto al caso A.



**Figura 27.** Variación de la fracción volumétrica al reducir la temperatura del condensador.

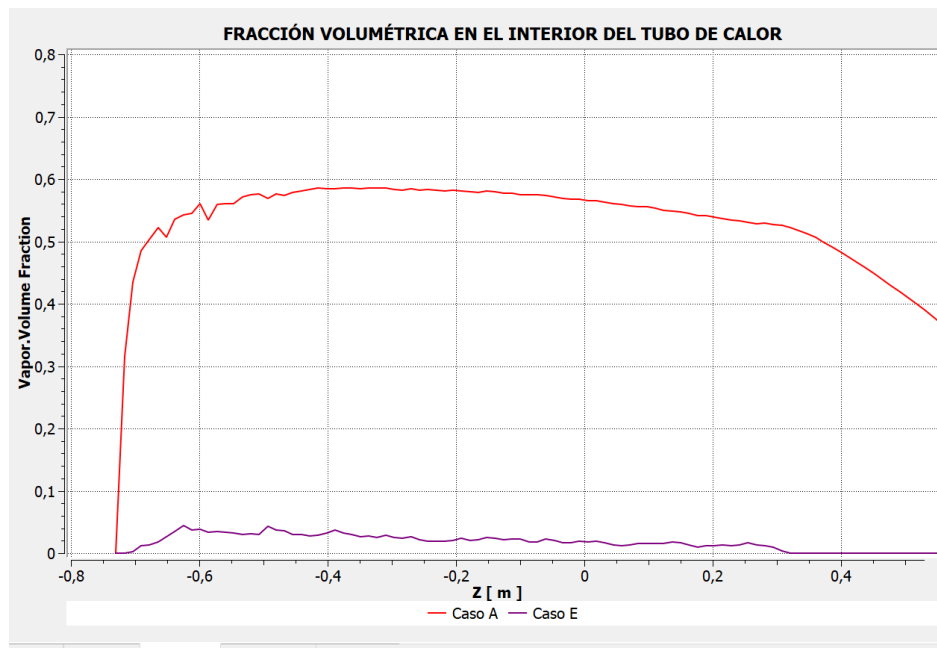
En la figura 28, se representa la temperatura en el cambio de fase, no obstante, la teoría dice que los procesos de evaporación y condensación se producen por calor latente, en otras palabras, el fluido pasará de líquido a vapor a temperatura constante.



**Figura 28.** Variación de la fracción volumétrica al reducir la temperatura del condensador.

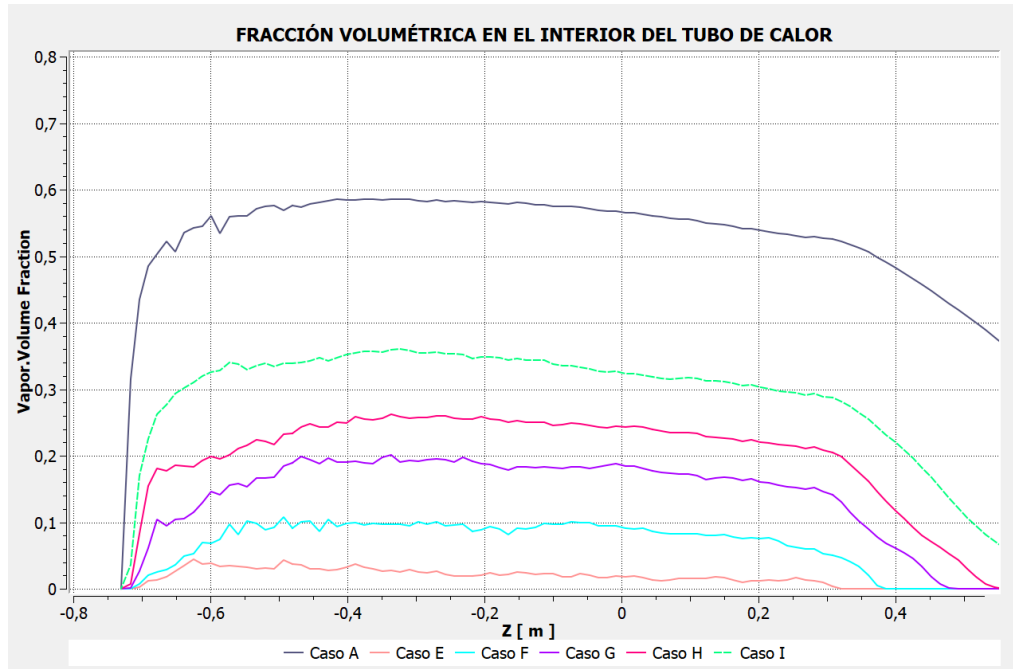
A partir de este momento, en el evaporador ya no se simulará a base de la temperatura sino mediante calor que ingresa por el tubo y las aletas.

La figura 29, se visualiza la calidad en el interior del tubo debido al suministro de una tasa de calor de  $25000 \text{ W/m}^2$ , el caso E, además, se realiza una comparación entre el caso A y E, mostrando una calidad menor al 5 % para el flujo de calor y casi del 60 % con temperatura, por lo que se infiere que para flujos de calor pequeño no se tendrá el cambio de fase necesario en la parte interna del tubo de calor.



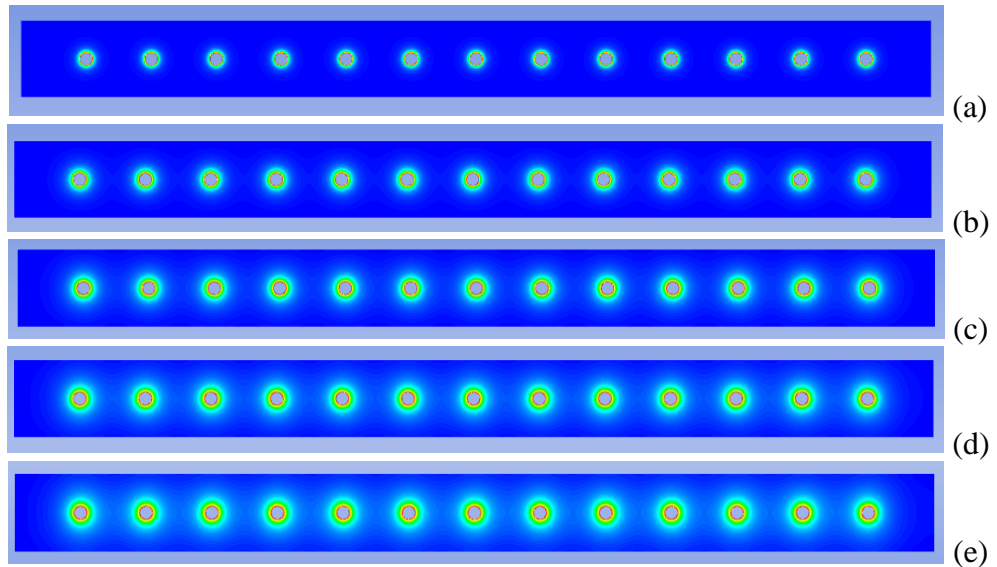
**Figura 29.** Variación en la fracción volumétrica por flujo de calor en el evaporador.

Para los siguientes casos se irá aumentando el flujo de calor hasta tratar de equiparar el resultado de cambio de fase con el obtenido por temperatura, en la figura 30, se aprecian estos cambios, para el caso F la calidad ya alcanza el 10 % a lo largo del evaporador y de la zona adiabática, a medida que va aumentando el flujo de calor ya se tienen calidades de vapor más grandes como es el caso G, H e I, 20, 25 y 35 % respectivamente, sin embargo, los flujos de calor ya son demasiado grandes, esto se debe a que la sección superficial de contacto del evaporador en el tubo de calor, es muy pequeña. Por lo tanto, la manera eficaz de lograr el cambio de fase previsto es obteniendo la mayor temperatura en el lado del evaporador, sin embargo, otra forma de aumentar el proceso de evaporación es aumentando la longitud del evaporador.



**Figura 30.** Variación de la fracción volumétrica por flujos de calor.

Como parte final del proceso de simulación resta por realizar el intercambio de calor desde los condensadores del sistema de tubos de calor, para esto se realizó el diseño y el cálculo para el número de tubos en el capítulo tres. En la figura 31, se puede apreciar la distribución de los 13 tubos de calor a lo largo del tubo por donde circula agua a temperatura ambiente, a través del tiempo el fluido va aumentando su temperatura.



**Figura 31.** Intercambio de calor a través de los tubos de calor: a) 0 min 50 s, b) 2 min 30 s, c) 5 min, d) 7 min 30 s, e) 10 min.

#### 4.6. Comparación del proceso

Como una forma de interpretar los resultados obtenidos en la simulación del fluido en el interior del tubo de calor, refrigerante 134a, se realizó una comparación con otro fluido que circule por la parte interna del tubo, en este caso agua, sin embargo, al tratarse de un fluido con un calor latente de vaporización muy alto, el calor que debe ingresar por medio de rayos solares tiene que ser apreciablemente grande, para lograr esta finalidad se requiere una longitud de tubo 10 veces mayor a la utilizada con el refrigerante 134a.

Por otro lado, para lograr el cotejamiento entre los dos fluidos de trabajo, se los realiza bajo las mismas condiciones de variables proceso y dimensiones geométricas, para así relacionar el cambio de fase con cada fluido e interpretar de mejor manera la eficiencia que presenta un fluido en comparación con el otro.

En la figura 32 se puede apreciar el cambio de fase que da como resultado de la aplicación de una temperatura de 353.15 K, la máxima posible dadas para las condiciones ambientales en el sector de Pomasqui, en el lado izquierdo, el fluido que contiene el tubo de calor es refrigerante 134a, y por el lado derecho es agua, como se puede apreciar de forma significativa, el refrigerante si logra cambiar de fase de líquido a vapor, mientras que el agua no lo hace.

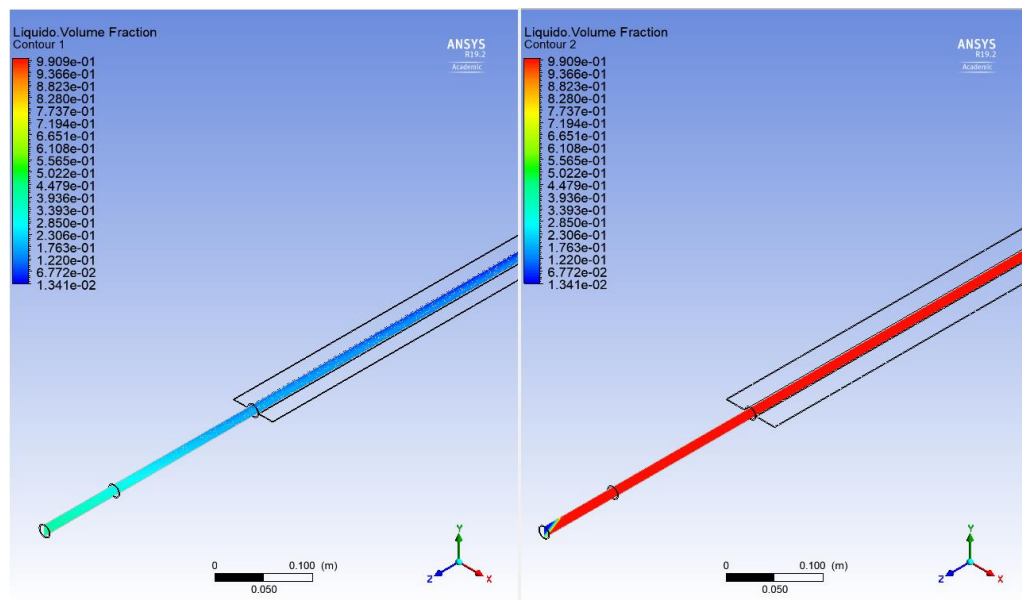
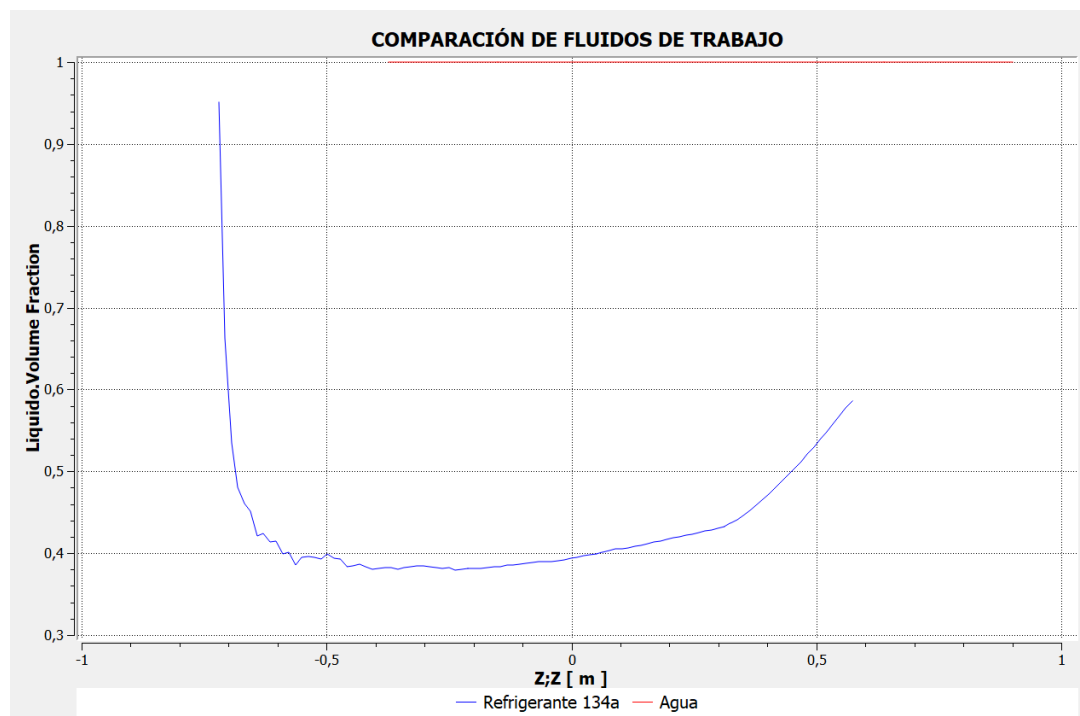


Figura 32. Comparación de fluidos de trabajo.



Una de las principales razones de por qué no se da el cambio de fase del agua, es debido a que la temperatura de saturación de este fluido, en el sector de análisis es de 363.15 K y la máxima temperatura a la que llega el tubo de calor son 10 grados por debajo de esta temperatura.

En la figura 33 se aprecia, los procesos que realiza el tubo de calor a lo largo de su longitud, evaporación y condensación para el refrigerante 134a, en línea azul, y en línea de color rojo se visualiza que el agua no cambia de fase, por lo que no se está utilizando el tubo de calor de la manera adecuada.



**Figura 33.** Comparación de fluidos de trabajo mediante curvas.

#### 4.7. Conclusiones del capítulo

Durante la simulación se pudo demostrar que al cambiar las variables de proceso como velocidad, temperatura y flujo de calor en el tubo, se obtienen múltiples beneficios y desventajas, por ejemplo, la velocidad a la que se transporta el fluido en el interior del tubo, por ser pequeña, no influye en el cambio de fase, sin embargo, al modificar la temperatura que se encuentra el evaporador si tiene efectos en el proceso de evaporación, al igual que si se utilizaría un flujo de calor en la sección de evaporación.

## CONCLUSIONES

- El desarrollo investigativo refleja que la demanda de agua sanitaria caliente representa el 18 % del consumo de energía total a nivel global, misma energía que es producida por sistemas que operan con combustibles fósiles, para intentar mitigar este consumo se recurre a la utilización de sistemas que operan con energía solar. Los dispositivos más conocidos son los paneles solares mismos que tienen una eficiencia entre el 12-18 %. Los calentadores de agua que emplean estas tecnologías de acuerdo con su uso y clima regional pueden proporcionar 1500 a 300 kW/h de energía por año.
- Una parte de la simulación se realizó en el tubo de calor, tomando en cuenta cada una de las partes que lo conforman, realizando variantes en las condiciones de frontera, para poder analizar el efecto de estas variables de los procesos de evaporación y condensación, con esto se observó que con una velocidad del fluido de trabajo de 0.01 m/s durante un intervalo de tiempo, el evaporador puede manejar un flujo de calor de -30 kW/h, y a su vez en el mismo intervalo el condensador maneja flujos de calor que varían entre 25 – 90 kW/h.
- En el proceso de simulación se pudo corroborar que al incrementar la temperatura en 10 K la calidad del vapor del refrigerante 134a, ha aumentado acercándose al 64 % en la zona de evaporación perteneciente al tubo de calor. Por otro lado, cabe recalcar que, en el intercambio de calor, para obtener agua caliente, los tubos de calor otorgan progresivamente un flujo de calor al agua, y esta va ganando temperatura hasta alcanzar los 343.15 K.
- Al reducir la velocidad en el fluido de trabajo desde 0.01 m/s a 0.005 m/s, se pudo determinar que la variación de la velocidad del fluido de trabajo en la presente investigación no es un parámetro que muestre cambios de fase significativos durante el proceso.
- Por medio de la comparación de fluidos de trabajo, refrigerante 134a y agua, a la que se sometió la parte interna del tubo de calor, se determinó que el refrigerante es el fluido que logra cambiar su fase y transferir el calor aumentando así su eficiencia en un 200 % en semejanza con lo que se podría realizar con agua.

## **RECOMENDACIONES**

- Se recomienda realizar investigaciones de nuevas tecnologías que funcionan en base de energías renovables, esto debido a que, a partir de dispositivos que son conocidos se pueden combinar estos con nuevas experimentaciones que pueden aparecer para de esta forma obtener nuevos sistemas, mejores y más eficientes para producir energía limpia.
- Es indispensable tener presente los fundamentos de ingeniería necesarios para el entendimiento claro de cada uno de los procesos que intervienen a lo largo del proceso de calentamiento de agua mediante el sistema investigado, de esta manera se puede hacer uso de la formulación indispensable para cada uno de los fenómenos presentes.
- Con el fin de reducir las pérdidas durante la transferencia de energía se sugiere dimensionar de manera adecuada todos los componentes inmersos en el sistema, de igual forma debe elegirse de manera adecuada el material de cada uno de estos ya que esto evitará posibles deterioros prematuros y problemas de funcionamiento mientras el dispositivo cumple su objetivo.
- Es importante señalar que una buena distribución de los tubos de calor en el interior del proceso de intercambio de calor mejorará la eficiencia de este, y a su vez se podría obtener una mayor temperatura del agua, por lo tanto, es recomendable realizar otras simulaciones modificando la distribución para los tubos de calor sin reducir el área de transferencia de calor.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. P. Der, L. W. Kostiuk, and A. G. McDonald, "Analysis of the performance of a tankless water heating combo system: Simultaneous space heating and domestic hot water operation," *Energy Build.*, vol. 135, pp. 50–61, 2017.
- [2] C. M. Keinath and S. Garimella, "An energy and cost comparison of residential water heating technologies," *Energy*, vol. 128, pp. 626–633, 2017.
- [3] C. Mira, "Diseño, construcción y prueba de un prototipo calentador solar de agua con tubos de calor.," p. 163, 2007.
- [4] N. Moraga, V. Bubnovich, M. Letelier, and C. Rosas Zumelzu, "Desarrollo Histórico de los Tubos de Calor y sus Aplicaciones," *Contrib. Científicas Y Tecnológicas*, pp. 50–59, 2007.
- [5] R. A. Granger, *Experiments in Heat Transfer and Thermodynamics*. 1994.
- [6] Janna; William, *Engineering heat transfer*, Secon Edit. .
- [7] Y. Cengel, *Heat transfer*. 2002.
- [8] H. D. Baehr and K. Stephan, *Heat and mass transfer*, vol. 32. 2006.
- [9] W. D. Müller and M. Becker, *Solar Thermal Energy Utilization-German Studies on Technology and Application*, vol. Volume 3: 1987.
- [10] H. P. Garg, S. C. Mullick, and A. K. Bhargava, *Solar Thermal Energy Storage*. 1985.
- [11] G. Menzies, *Solar thermal and biomass energy*, vol. 4, no. 1. 2011.
- [12] E. Kabir, P. Kumar, S. Kumar, A. A. Adelodun, and K. H. Kim, "Solar energy: Potential and future prospects," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, no. September 2017, pp. 894–900, 2018.
- [13] H. Garg, *Solar Water Heating Systems*. D. Reidel Publishing Company, 2012.
- [14] A. O. N. Tap, "Solar Water Heating Systems," *Renew. energy*, p. 21, 2006.
- [15] N. C. solar Center, "Do It Yourself Solar Applications : For Water and Space Heating," *Sol. Cent. Inf.*, no. 919, p. 12, 1993.

- [16] B. Ramlow and B. Nusz, *Solar Water Heating*, Revised &. New society publishers, 2010.
- [17] J. Ku, "Introduction to Heat Pipes," *NASA/ Goddard Sp. Flight Cent.*, p. 356, 1994.
- [18] H. Ma, *Oscillating heat pipes*. 2015.
- [19] H. S. Lee, *Thermal Design: Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells*. 2010.
- [20] G. Meyer, "Heat Pipes & Vapor Chambers Design Guidelines Presenter."
- [21] D. Reay and P. Dunn, *Heat Pipes*, Third Edit. British Library, 1982.
- [22] Á. Duque, "Diseño y construcción de un prototipo de intercambiador de calor utilizando termosifones bifásicos," 2004.
- [23] S. C. Wong, *The evaporation mechanism in the wick of copper heat pipes*, no. 9783319044941. 2014.
- [24] D. Reay and P. Kew, *Heat Pipes*, Fifth Edit. Great Britain, 2006.
- [25] M. J. Arcís, "Funcionamiento de un termosifón cilíndrico con distintos fluidos de trabajo," 2010.
- [26] L. L. Vasiliev and S. Kakac, *Heat Pipes and Solid Sorption Transformations: Fundamentals and Practical Applications*, vol. 65, no. 1–2. 2013.
- [27] R. Hantula, *Science in the real world: How Do Solar Panels Work*. 2010.
- [28] F. Balo and L. Şağbanşua, "The Selection of the Best Solar Panel for the Photovoltaic System Design by Using AHP," *Energy Procedia*, vol. 100, no. September, pp. 50–53, 2016.
- [29] M. A. Imteaz and A. Ahsan, "Solar panels: Real efficiencies, potential productions and payback periods for major Australian cities," *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 25, no. December 2017, pp. 119–125, 2018.
- [30] H. Exchangers, *Solar Thermal Energy Utilization Technologies of Heat Exchangers (Receiver/Reformer) and Storage*. 1987.
- [31] I. N. de E. E. y E. Renovables, "No Title," 2010. .

- [32] J. Lienhard, *ahttv212.pdf*, 4 th. Massachusetts, U.S.A: Phlogiston Press, 1961.
- [33] L. R. Camacho, Víctor Alfredo; Cárdenas, “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE COLECTOR SOLAR CON TUBOS DE CALOR DE 25 LITROS PARA EL CALENTAMIENTO DEL AGUA,” Escuela Politécnica Nacional, Quito, 2013.
- [34] R. L. Shrivastava, V. Kumar, and S. P. Untawale, “Modeling and simulation of solar water heater : A TRNSYS perspective,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 67, pp. 126–143, 2017.
- [35] L. Betancur, “Modelamiento y simulación de un sistema de recuperación de calor por medio de tubos de calor de baja temperatura,” no. February 2013, 2017.
- [36] M. S. Q. Aldabbagh, “Optimum design of a heat pipe,” pp. 43–56, 2014.
- [37] INHAMI, “Radiación solar.” [Online]. Available: <http://www.serviciometeorologico.gob.ec/>.
- [38] L. E. Escobar, “Ánalisis del material de la mecha en los tubos de calor y su influencia sobre la temperatura en la zona de condensado,” 2011.
- [39] Tecnología ambiental minera S.A, “Mallas metálicas,” 2016. [Online]. Available: <https://tamsa05.mx/mallas-metalicas/>.
- [40] A. Shafieian, M. Khiadani, and A. Nosrati, “A review of latest developments, progress, and applications of heat pipe solar collectors,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 95, no. January, pp. 273–304, 2018.
- [41] T. Articles, H. Pipes, T. Roles, and T. Management, “ATS Engineering eBook.”
- [42] W. H. Lee, “A Pressure Iteration Scheme for Two-Phase Modeling,” *Tech. Rep. LA-UR 79-975*, 1979.

## ANEXOS

### Anexo 1. Emisividades de las superficies (Metales) [7].

Temperatura Emisividad			Temperatura Emisividad		
Material	K	$\epsilon$	Material	K	$\epsilon$
Aluminio			Magnesio pulido	300-500	0.07-0.13
Pulido	300-900	0.04-0.06	Mercurio	300-400	0.09-0.12
Lamina comercial	400	0.09	Molibdeno		
Intensamente oxidado	400-800	0.20-0.33	Pulido	300-2000	0.05-0.21
Anodizado	300	0.8	Oxidado	600-800	0.80-0.82
Bismuto brillante	350	0.34	Níquel		
Latón			Pulido	600-1200	0.07-0.17
Intensamente pulido	500-650	0.03-0.04	Oxidado	450-1000	0.37-0.57
Pulido	350	0.09	Platino pulido	500-1500	0.06-0.18
Placa mate	300-600	0.22	Plata pulida	300-1000	0.02-0.07
Oxidado	450-800	0.6	Acero inoxidable		
Cromo pulido	300-1400	0.08-0.40	Pulido	300-1000	0.17-0.30
Cobre			Ligeramente oxidado	600-1000	0.30-0.40
Intensamente pulido	300	0.02	Intensamente oxidado	600-1000	0.70-0.80
Pulido	300-500	0.04-0.05	Acero		
Lámina comercial	300	0.15	Lámina pulida	300-500	0.08-0.14
Oxidado	600-1000	0.5-0.8	Lámina comercial	500-1200	0.20-0.32
Aherrumbrado	300	0.61			
Oxidado	500-900	0.64-0.78			
Plomo					
Pulido	300-500	0.06-0.08			
No oxidado, áspero	300	0.43			
Oxidado	300	0.63			

## Anexo 2. Propiedades del aire a presión de 1atm [7].

Temp ., T, °C	Densida d, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Calor específic o, C <sub>p</sub> , J/kg·K	Conductivi dad térmica, k, W/m·K	Viscosidad dinámica, $\mu$ , kg/m·s	Viscosidad cinemática, $\nu$ , m <sup>2</sup> /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	8.636 x 10 <sup>-6</sup>	3.013 x 10 <sup>-6</sup>	0.7242
-100	2.038	966	0.01582	1.189 x 10 <sup>-6</sup>	5.837 x 10 <sup>-6</sup>	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.474 x 10 <sup>-5</sup>	9.319 x 10 <sup>-6</sup>	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.527 x 10 <sup>-5</sup>	1.008 x 10 <sup>-5</sup>	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.579 x 10 <sup>-5</sup>	1.087 x 10 <sup>-5</sup>	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.630 x 10 <sup>-5</sup>	1.169 x 10 <sup>-5</sup>	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.680 x 10 <sup>-5</sup>	1.252 x 10 <sup>-5</sup>	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.729 x 10 <sup>-5</sup>	1.338 x 10 <sup>-5</sup>	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.754 x 10 <sup>-5</sup>	1.382 x 10 <sup>-5</sup>	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.778 x 10 <sup>-5</sup>	1.426 x 10 <sup>-5</sup>	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	1.802 x 10 <sup>-5</sup>	1.470 x 10 <sup>-5</sup>	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	1.825 x 10 <sup>-5</sup>	1.516 x 10 <sup>-5</sup>	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	1.849 x 10 <sup>-5</sup>	1.562 x 10 <sup>-5</sup>	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	1.872 x 10 <sup>-5</sup>	1.608 x 10 <sup>-5</sup>	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	1.895 x 10 <sup>-5</sup>	1.655 x 10 <sup>-5</sup>	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	1.918 x 10 <sup>-5</sup>	1.702 x 10 <sup>-5</sup>	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	1.941 x 10 <sup>-5</sup>	1.750 x 10 <sup>-5</sup>	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	1.963 x 10 <sup>-5</sup>	1.798 x 10 <sup>-5</sup>	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.008 x 10 <sup>-5</sup>	1.896 x 10 <sup>-5</sup>	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.052 x 10 <sup>-5</sup>	1.995 x 10 <sup>-5</sup>	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.096 x 10 <sup>-5</sup>	2.097 x 10 <sup>-5</sup>	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	2.139 x 10 <sup>-5</sup>	2.201 x 10 <sup>-5</sup>	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	2.181 x 10 <sup>-5</sup>	2.306 x 10 <sup>-5</sup>	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	2.264 x 10 <sup>-5</sup>	2.522 x 10 <sup>-5</sup>	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	2.345 x 10 <sup>-5</sup>	2.745 x 10 <sup>-5</sup>	0.7041
160	0.8141	1016	0.03511	2.420 x 10 <sup>-5</sup>	2.975 x 10 <sup>-5</sup>	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	2.504 x 10 <sup>-5</sup>	3.212 x 10 <sup>-5</sup>	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	2.577 x 10 <sup>-5</sup>	3.455 x 10 <sup>-5</sup>	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	2.760 x 10 <sup>-5</sup>	4.091 x 10 <sup>-5</sup>	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	2.934 x 10 <sup>-5</sup>	4.765 x 10 <sup>-5</sup>	0.6935
350	0.5664	1056	0.04720	3.101 x 10 <sup>-5</sup>	5.475 x 10 <sup>-5</sup>	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	3.261 x 10 <sup>-5</sup>	6.219 x 10 <sup>-5</sup>	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	3.415 x 10 <sup>-5</sup>	6.997 x 10 <sup>-5</sup>	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	3.563 x 10 <sup>-5</sup>	7.806 x 10 <sup>-5</sup>	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	3.846 x 10 <sup>-5</sup>	9.515 x 10 <sup>-5</sup>	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	4.111 x 10 <sup>-5</sup>	1.133 x 10 <sup>-4</sup>	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	4.362 x 10 <sup>-5</sup>	1.326 x 10 <sup>-4</sup>	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	4.600 x 10 <sup>-5</sup>	1.529 x 10 <sup>-4</sup>	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	4.826 x 10 <sup>-5</sup>	1.741 x 10 <sup>-4</sup>	0.7260



### Anexo 3. Propiedades del refrigerante 134a saturado [7].

Temp., T, °C	Presión de saturación, P, kPa	Densidad $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>		Entalpía de vaporización, h <sub>fg</sub> , kJ/kg	Calor específico, C <sub>p</sub> , J/kg·K		Conductividad térmica, k, W/m·K		Viscosidad dinámica, $\mu$ , kg/m·s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, $\beta$ , 1/K	Tensión superficial, N/m
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor		
-40	51.2	1418	2.773	225.9	1256	748.6	0.1101	0.00811	4.878 E-04	2.55E-06	5.558	0.235	0.00205	0.0176
-35	66.2	1403	3.524	22.7	1264	764.1	0.1084	0.00862	4.51E-04	3.00E-06	5.257	0.266	0.00209	0.01682
-30	84.4	1389	4.429	219.5	1273	780.2	0.1066	0.00913	4.18E-04	3.50E-06	4.992	0.299	0.00215	0.01604
-25	106.5	1374	5.509	216.3	1283	797.2	0.1047	0.00963	3.88E-04	4.05E-06	4.757	0.335	0.0022	0.01527
-20	32.8	1359	6.787	213	1294	814.9	0.1028	0.01013	3.61E-04	4.65E-06	4.548	0.374	0.00227	0.01451
-15	164	1343	8.288	209.5	1306	833.5	0.1009	0.01063	3.37E-04	5.30E-06	4.363	0.415	0.00233	0.01376
-10	200.7	1327	10.04	206	1318	853.1	0.0989	0.01112	3.15E-04	5.98E-06	4.198	0.459	0.00241	0.01302
-5	243.5	1311	12.07	202.4	1330	873.8	0.0968	0.01161	2.94E-04	6.71E-06	4.051	0.505	0.00249	0.01229
0	293	1295	14.42	198.7	1344	895.6	0.0947	0.0121	2.76E-04	7.47E-06	3.919	0.553	0.00258	0.01156
5	349.9	1278	17.12	194.8	1358	918.7	0.0925	0.01259	2.59E-04	8.26E-06	3.802	0.603	0.00269	0.01084
10	414.9	1261	20.22	190.8	1374	943.2	0.0903	0.01308	2.43E-04	9.08E-06	3.697	0.655	0.0028	0.01014
15	488.7	1244	23.75	186.6	1390	969.4	0.088	0.01357	2.28E-04	9.92E-06	3.604	0.708	0.00293	0.00944
20	572.1	1226	27.77	182.3	1408	997.6	0.0856	0.01406	2.14E-04	1.08E-05	3.521	0.763	0.00307	0.00876
25	665.8	1207	32.34	177.8	1427	1208	0.0833	0.01456	2.01E-04	1.16E-05	3.448	0.819	0.00324	0.00808
30	770.6	1188	37.53	173.1	1448	1061	0.0808	0.01507	1.89E-04	1.24E-05	3.383	0.877	0.00342	0.00742
35	887.5	1168	43.41	168.2	1471	1098	0.0783	0.01558	1.77E-04	1.33E-05	3.328	0.935	0.00364	0.00677
40	1017.1	1147	50.08	163	1498	1138	0.0757	0.01611	1.66E-04	1.41E-05	3.285	0.995	0.00392	0.00613
45	1160.5	1125	57.66	157.6	1529	1184	0.0731	0.01664	1.55E-04	1.49E-05	3.253	1.058	0.00421	0.00552
50	1318.6	1102	66.27	151.8	1566	1237	0.0704	0.01721	1.45E-04	1.56E-05	3.231	1.123	0.00455	0.00489
55	1492.3	1078	76.11	145.7	1608	1298	0.0676	0.01777	1.36E-04	1.63E-05	3.223	1.193	0.00511	0.00429
60	1682.8	1053	87.38	139.1	1659	1372	0.0647	0.01838	1.26E-04	1.70E-05	3.229	1.272	0.00554	0.00372
65	1891	1026	100.4	132.1	1722	1462	0.0618	0.01902	1.16E-04	1.77E-05	3.255	1.362	0.00624	0.00315
70	2118.2	996.2	115.6	124.4	1801	1577	0.0587	0.01972	1.08E-04	1.84E-05	3.307	1.471	0.00716	0.00261
75	2365.8	164	133.6	115.9	1907	1731	0.0555	0.02048	9.89E-04	1.91E-05	3.401	1.612	0.00843	0.00209
80	2635.2	928.2	155.3	106.4	2056	1948	0.0521	0.02133	9.01E-04	1.98E-05	3.558	1.81	0.01031	0.00162
85	2928.2	887.1	182.3	95.4	2287	2281	0.0484	0.02233	8.12E-04	2.07E-05	3.837	2.116	0.01336	0.00114
90	3246.9	837.7	217.8	82.2	2701	2865	0.0444	0.02357	7.20E-04	2.19E-05	4.385	2.658	0.01911	0.00071
95	3594.1	772.5	269.3	64.9	3675	4144	0.00396	0.02544	6.19E-04	2.37E-05	53746	3.862	0.03343	0.00033
100	3975.1	651.7	376.3	33.9	7959	8785	0.0322	0.02989	4.765 E-04	2.83E-05	11.77	8.326	0.10047	0.00004

#### Anexo 4. Propiedades del agua saturada [19].

Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m <sup>3</sup>	Vapour density kg/m <sup>3</sup>	Liquid thermal conductivity W/m°C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP x 10 <sup>2</sup>	Vapour press. bar	Vapour specific heat kJ/kg°C	Liquid surface tension N/m x 10 <sup>2</sup>
20	2448	998.2	0.02	0.603	1.00	0.96	0.02	1.81	7.28
40	2402	992.3	0.05	0.630	0.65	1.04	0.07	1.89	6.96
60	2359	983.0	0.13	0.649	0.47	1.12	0.20	1.91	6.62
80	2309	972.0	0.29	0.668	0.36	1.19	0.47	1.95	6.26
100	2258	958.0	0.60	0.680	0.28	1.27	1.01	2.01	5.89
120	2200	945.0	1.12	0.682	0.23	1.34	2.02	2.09	5.50
140	2139	928.0	1.99	0.683	0.20	1.41	3.90	2.21	5.06
160	2074	909.0	3.27	0.679	0.17	1.49	6.44	2.38	4.66
180	2003	888.0	5.16	0.669	0.15	1.57	10.04	2.62	4.29
200	1967	865.0	7.87	0.659	0.14	1.65	19.19	2.91	3.89